

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Bakalářská práce

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Naviják pro přibližování dřeva
Winch for the Ground Skidding

Student:	Roman Kyselák
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2011

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Kontakt: Romankyselak@seznam.cz

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis student

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Kyselák, R. Naviják pro přibližování dřeva. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2011, 61 s. Bakalářská práce, vedoucí Učeň, O.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem navijáku pro přibližování dřeva. V úvodu práce je uvedena historie přibližování a shromažďování dřeva, kde posledním stádiem vývoje je naviják poháněný výstupní hřídelí traktoru. Dále jsou zde uvedeny strojní součásti, které se nacházejí ve stavební struktuře navijáků.

Praktická část se zabývá volbou a dimenzováním strojních součástí. Jsou zde výpočty a návrhy lana, navijecího bubnu, kladek, pásové brzdy převodového mechanismu, hřídelí, ozubených kol a ložisek. V závěru práce jsou zde uvedeny přílohy potřebné ke kompletnosti konstrukčního návrhu.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

Kyselak, R. Winch for the Ground Skidding. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB- Technical University Ostrava, 2011, 61 p. Bachelor Thesis, head: Učeň, O.

Thesis describes with constructional proposal winch for ground skidding. In introduction work is mentioned story approximation and congregation wood, where last stage development is winch powered output shaft agricultural machine. Further are here mentioned machine parts that the find in building structure winches.

In practical part describes with option and dimensioning mechanical part of. Are here calculations and suggestions ropes, reel, pulleys, belt brakes gearing mechanism, shaft, cogged wheels and bearings. At the close work are here mentioned appendices needed to completeness constructional proposal.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	3
1. ÚVOD.....	7
2. LANOVÝ NAVIJÁK PRO PŘIBLIŽOVÁNÍ DŘEVA	11
3. LANA.....	12
3.1 Lana dělíme podle:	13
4. PŘEVODY	13
4.1 Základní rozdělení převodů:	13
4.2 Převody třecí.....	13
4.2.1 Převody klínovými řemeny.....	13
4.2.2 Převod třecími koly.....	14
4.3 Převody vázané.....	14
4.3.1 Převody řetězy.....	14
4.3.2 Převody ozubenými koly	14
5. Spojky	15
5.1 Neovládatelné spojky:	15
5.2 Ovládané spojky:.....	15
5.2.1 Výsuvné spojky	15
5.3 Samočinné mechanické spojky	15
6. Brzdy.....	16
6.1 Podle způsobu dosažení brzdového účinku jsou brzdy:	16
6.2 Rozdělení brzd	16
7. KONSTRUKČNÍ NÁVRH A PEVNOSTNÍ KONTROLA NAVIJÁKU	17
7.1 Volba ocelového lana	18
7.2 Základní návrh bubnu	20
7.3 Přichycení lana k bubnu.....	23
7.4 Pevnostní výpočet bubnu	23
7.5 Návrh kladky	25
7.6 Schéma hrubé orgánové struktury	26
7.7 Volba převodovky	29
7.8 Volba přírubové spojky (spojka 1)	30
7.9 Návrh ozubeného převodu	30
7.10 Elektromagnetická lamelová spojka (spojka 2)	32

7.11	Pásová brzda	33
7.12	Finální návrh navíjecího bubnu.....	35
7.13	Kontrola svarů bubnu	36
7.14	Konstrukční návrh hřídelí.....	38
	Horní hřídel (z čelního pohledu sestavy).....	38
7.15	Kontrola ložisek	44
	Dolní hřídel (z čelního pohledu sestavy)	45
7.16	Kontrola ložisek	47
8.	ZÁVĚR	50
9.	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	51
	SEZNAM PŘÍLOH.....	53
	PŘÍLOHY.....	54

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

a	délka příložek	[mm]
B	šířka pásu	[mm]
b	šířka pera	[mm]
B_l	šířka ložiska	[mm]
b_p	šířka příložek	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[N]
c	výška příložek	[mm]
Co	statická únosnost ložiska	[N]
D	vnější průměr bubnu	[mm]
d	vnější průměr lana	[mm]
$d1$	průměr horního hřídele pro válečkové ložisko	[mm]
D_1	roztečná kružnice dna drážek bubnu	[mm]
$d2$	průměr horního hřídele pro ozubené kolo	[mm]
$d3$	průměr horního hřídele pro elektromag. spojku	[mm]
$d4$	průměr horního hřídele pro válečkové ložisko	[mm]
$d5$	průměr horního hřídele s největším průhybem	[mm]
$d6$	průměr horního hřídele pro válečkové ložisko	[mm]
$d7$	průměr horního hřídele	[mm]
$d8$	průměr horního hřídele pro válečkové ložisko	[mm]
D_b	navíjecí průměr bubnu	[mm]
d_b	velikost otvoru pro šroub	[mm]
D_{bmin}	minimální průměr bubnu	[mm]
Dk	průměr kladky	[mm]
Dk_{min}	minimální průměr kladky	[mm]
d_l	průměr díry ložiska	[mm]
D_l	vnější průměr ložiska	[mm]
D_p	brzdový průměr	[mm]
d_p	průměr šroubu příložky	[mm]
e	rozteč lan při uchycení příložkami	[mm]
f	součinitel tření materiálu brzdy	[1]
F_1	síla působící na spojení pásu s rámem	[N]
F_{1p}	síla působící na prážku v hřídeli	[N]

F_2	ovládací síla brzdy	[N]
F_{2p}	síla působící na drážku v náboji	[N]
F_B	síla působící na hřídeli od navíjecího bubnu	[N]
F_L	maximální tažná síla v laně	[N]
F_O	síla působící na hřídel vlivem ozubeného kola	[N]
F_r	síla vyvozená člověkem	[N]
F_R^B	radiální síla ložiska v bodě B	[N]
F_R^C	radiální síla ložiska v bodě C	[N]
F_R^D	radiální síla ložiska v bodě D	[N]
F_S	střížná síla	[N]
g	délka brzdy od otočného čepu k uchycení pásu	[mm]
h_1	celková délka brzdy	[mm]
h	výška pera	[mm]
i_c	celkové převodové číslo	[1]
i_o	převodové číslo ozubeného převodu	[1]
i_p	převodové číslo kuželové převodovky	[1]
k_e	součinitel bezpečnosti pro spojení těsným perem	[mm]
k_p	koeficient počáteční bezpečnosti lana	[1]
k_{pB}	bezpečnost na mezi kluzu pláště bubnu	[1]
k_s	koeficient skutečné bezpečnosti lana	[1]
L	celková délka lana	[m]
l	potřebná délka pera	[mm]
l'	účinná délka pera	[mm]
L_{10}^B	základní trvanlivost ložiska v bodě B	[h]
L_{10}^C	základní trvanlivost ložiska v bodě C	[h]
L_{10}^D	základní trvanlivost ložiska v bodě D	[h]
M_{BZ}	délka závitů lana na bubnu	[mm]
Mk_1	kroutící moment vstupního hřídele navijáku	[Nm]
Mk_2	kroutící moment výstupu z kužel. převodovky	[Nm]
Mk_3	kroutící moment navíjecího bubnu	[Nm]
N	nosnost lana	[N]
n_1	otáčky vstupního hřídele navijáku	[min ⁻¹]
n_2	otáčky výstupu z kužel. Převodovky	[min ⁻¹]

n_3	otáčky navíjecího bubnu	$[\text{min}^{-1}]$
n_p	počet per ve spojení	[1]
p	exponent vycházející z wohlerovy křivky	[1]
p_1	tlak působící na prážku v hřídeli	[MPa]
P_1	výkon vstupního hřídele navijáku	[kW]
p_2	tlak působící na drážku v náboji	[MPa]
P_2	výkon výstupu z kužel. Převodovky	[kW]
P_3	výkon navíjecího bubnu	[kW]
p_a	dovolený tlak v brzdovém obložení	[MPa]
p_D	dovolený tlak ve spojení	[MPa]
P_R^B	ekvivalentní dynamické zatížení v bodě B	[N]
P_R^C	ekvivalentní dynamické zatížení v bodě C	[N]
P_R^D	ekvivalentní dynamické zatížení v bodě D	[N]
r	poloměr dna drážky bubnu	[mm]
r_1	poloměr zaoblení přechodu drážek bubnu	[mm]
r_3	poloměr navíjecího bubnu	[mm]
R_A	reakční síla v bodě A	[N]
R_B	reakční síla v bodě B	[N]
R_C	reakční síla v bodě C	[N]
R_D	reakční síla v bodě D	[N]
Re	mez kluzu materiálu v tahu	[MPa]
S	nosný průřez lana	$[\text{mm}^2]$
s_b	tloušťka stěny bubnu	[mm]
t	hloubka pera v hřídeli	[mm]
t_1	hloubka pera v náboji	[mm]
t_{1D}	dovolená provozní teplota	$[\text{°C}]$
t_{2D}	dovolená krátkodobá teplota	$[\text{°C}]$
t_B	rozteč drážek bubnu	[mm]
v	průměrná rychlost navíjení lana	$[\text{m.s}^{-1}]$
X	součinitel radiálního zatížení	[1]
Y	součinitel axiálního zatížení	[1]
z	počet závitů lana	[1]
z_1	počet závitů v první řadě bubnu	[1]

α_b	součinitel skupiny bubnů	[1]
α_K	součinitel typu kladky	[1]
η_L	účinnost ložisek	[1]
η_p	účinnost převodu	[1]
$\eta_{1,2}$	účinnost spojek	[1]
ρ_t	délková hustota lana	[Kg.m ⁻¹]
σ_b	kombinované napětí pláště bubnu	[MPa]
σ_{bd}	napětí pláště bubnu vyvolané vnějším přetlakem	[MPa]
σ_{bo}	ohybové napětí pláště bubnu	[MPa]
σ_j	jmenovitá pevnost lana	[MPa]
σ_m	jmenovitá pevnost drátů lana	[MPa]
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_{DS}	dovolené napětí ve střihu	[MPa]
τ_K	napětí v krutu	[MPa]
τ_S	napětí ve střihu	[MPa]
ϕ	úhel opásání bubnu	[rad]
ω_3	obvodová rychlost bubnu	[rad.s ⁻¹]

1. ÚVOD

Již od pravěkých dob byl člověk nucen při svých potřebách přesouvat dřevo z jednoho místa na druhé, ať už šlo o přinesení dřeva na oheň, na výrobu zbraní, nebo v pozdější době k zhotovení jednoduchých příbytků. Veškerý takový pohyb se dřevem byl pouze manuální až s domestikováním divokých koní, asi kolem roku 3000 př.n.l, a turů se začalo dřevo vozit taženými povozy. I k těmto povozům bylo dřevo nadále snášeno (soustředováno) manuálně. Ještě před vynálezem kola byl náklad smýkán za tažnými zvířaty nebo vožen na různých typech saní, a proto je možno se domnívat, že se takovým způsobem soustředovalo i dříví a odvážely se těžké kmeny dřeva z lesů k lidským příbytkům. [21]

Manuální soustředování dřeva přetrvalo po dlouhá tisíciletí až do současnosti, ale s postupem času šlo pouze o mizivé procento hmoty z celkového objemu soustředěného dřeva. Šlo jednak o snášení celých stromků především velmi malé hmotnosti z výchovných těžeb, popřípadě výřezy, na které manuální síla stačila. K takovému způsobu se používaly různé pomůcky například dřevorubecké vynášecí kleště apod. V rozvojových zemích se takto dřevo soustřeďuje i na delší vzdálenosti za použití speciálních drah. Jeden z velice primitivních způsobů soustředování dříví je také kozelcování. U nás bylo používáno v horách. Šlo o shazování krátkých metrových výřezů ze svahu po spádnicí do údolí. Manuálně se dřevo také vyklizovalo a přibližovalo pomocí různých vozíků. [21]

Manuální soustředování dříví bylo postupem času vylepšováno směrem snížení namáhavosti prováděných prací a postupně vznikaly způsoby využívající maximálně gravitační sílu. Podle využití gravitační síly je jasné, že tyto způsoby se rozšířily především v hornatých a kopcovitých terénech. Šlo o sáňkování dříví, kdy se sáně vynesly na zádech do porostu, tam se naložily metrovými výřezy a sjelo se s nimi dolů do údolí, výjimečně se takto svážela i kulatina, nejčastěji však v délkách do 6 metrů. Práce to byla namáhavá a nesmírně nebezpečná, při kolizi hrozila až smrt sánkaře. Volné gravitační spouštění se provádělo především na dlouhých a příkrých svazích nad 20° sklonu. Pracovníci dali dřevu impuls k pohybu, nejčastěji sapinami natočením čela kmene po svahu dolů a kmen se dal do pohybu. Sapina je to nejjednodušší manipulační nástroj. Jedná se o sekeru s čepelí ve tvaru hrotu, který je určen ke snadnému vniknutí do přemísťovaného dřeva. Tento způsob byl velice

nešetrný a ne hospodárný a docházelo k poškození jak soustředovaného dříví, tak okolního stojícího porostu. [21]

Určitým zdokonalením bylo soustředování ve smycích, což byla uměle připravená dráha podobná bobové sportovní dráze. Výřezy se k dráze ručně snesly a vložily se do dráhy, ve které se přesouvaly po spádnicí do údolí. Dráha se skládala ze segmentů, které se k sobě spojovaly jako skládačka a vytvořily souvislou dráhu. Segmenty smykové dráhy se vyráběly v minulosti pouze ze dřeva, šlo o vydlabané kmeny. V současné době, kdy se gravitační spouštění dříví v mobilních smycích vrací na některých místech světa, se vyrábějí z plechu nebo z plastických hmot. V mobilní smykové dráze může proudit i voda, aby podpořila klouzání výřezů v dráze. Toho se docilovalo odkloněním potoka, případně pramenu do koryta smyku. Kromě manuálního snášení a vyklizování za pomoci různých vozíků jsou tyto metody uplatnitelné především na svazích. Na rovinách a mírných svazích byly k soustředování používány převážně animální potahy, protože gravitační sílu šlo využít jen omezeně. Koňské a volské potahy byly v lesnictví tradičním způsobem soustředování dříví. Dříví se soustředovalo především v zimních měsících, kdy potahy nebyly využívány k polním pracím, protože potahů pracujících výhradně v lesnictví bylo velmi málo. Před rokem 1945 bylo potahové soustředování dříví takřka jediným způsobem soustředování na našem území, výjimku tvořily hory, kde bylo používáno manuální a gravitační soustředování. [21]

Ústup tradičního potahového hospodářství byl velice pozvolný a teprve v roce 1956 podíl mechanizovaného soustředování dříví přesáhl 17 %. V roce 1965 přesáhl podíl mechanizovaného soustředování polovinu objemu soustředěného dříví. Úbytek potahů a rozvoj mechanizovaného soustředování byl dán především politickým uspořádáním tehdejšího Československa a socializací venkova. Na vesnicích byla zakládána jednotná zemědělská družstva, práce na polích byla mechanizována a soukromá hospodářství zabavována a rušena. Na takový úbytek pracovních sil muselo lesní hospodářství pružně reagovat a hledat náhradní alternativu soustředování dříví. Nejprve se mechanizační prostředky na soustředování dříví k nám dovážely a posléze se u nás započalo s výrobou speciálních mechanizačních prostředků určených k soustředování dříví. Šlo zejména o speciální traktorové nástavby, které měly maximálně zefektivnit traktorové soustředování dříví. [21]

Traktory sehrály důležitou roli již na začátku 19. století. První traktory nevypadaly tak, jak je známe dnes, ale byly to spíš samojízdné pluhy nebo speciální zemědělské tahače. Šlo o zdokonalené parní stroje, které byly pro lesní hospodářství zcela nevhodné. První prakticky použitelný traktor pochází z USA a byl sestrojen v roce 1901. V první polovině dvacátých let se začal rozmáhat traktorový průmysl i u nás. Byl inspirovaný především zahraničními stroji. Průkopníkem traktorů v tehdejší Československu se staly firmy Českomoravská – Kolben – Daněk a továrna Wichterle – Kovařík v Prostějově. Později se přidali i výrobci Praga, Škoda, Wikov a Svoboda. Do lesního hospodářství se traktory zapojily v 30. letech 20. století., šlo o zemědělské traktory, které byly používány jen jako dopravní prostředky. Ty dopravovaly dřevo ke zpracovateli. [21]

Druhá světová válka vývoj traktorů zcela zastavila, ale paradoxně právě její důsledky vyzdvihly traktorový průmysl tam, kde je dnes. Po roce 1945 se jako reakce na úbytek potahů a dělníků v lesním hospodářství začínají dovážet traktory ze zahraničí značek Hanomag, Lanz – Bulldog, Fiat, Caterpillar a mnoho dalších. Z českých značek mají už na trhu ustálené místo traktory Zetor a Škoda. Do lesního provozu byly také po roce 1945 zaváděny pásové traktory, ale pro svoji složitou údržbu, poruchovost podvozku a omezené možnosti přepravy po silnicích je postupem času kolové traktory zcela vytlačily. [21]

Většího uplatnění v lesním hospodářství se dočkaly jen typy Zetor 35 Super, Zetor 50 Super a Škoda 30. Po socializaci hospodářství po roce 1948 docházelo postupně k rušení prvorepublikových výrobců traktorů a přetrval pouze Zetor, který vyrábí traktory dodnes. Mezi dnešní nejnovější typy Zetorů řadíme Zetor Proxima, Zetor Proxima Power, Zetor Forterra. [21] [22]



Obrázek 1.1 Zetor Proxima Power [22]

V předchozí části jsme se bavili o víceúčelových tažných strojích, používaných i na jinou práci než je shromažďování dřeva. Výjimečné postavení mají speciální traktory LKT (tzv. lakatoš), které jsou používané především pro práci v lese. Poslední model LKT82 patří k nejprodávanějším lesním kolovým traktorům, hlavně kvůli své spolehlivosti, variabilitě a univerzálnosti. [23]



Obrázek 1.2 Lesní kolový traktor LKT82 [23]

Speciální traktorové nástavby a doplňky se rozvíjí v čase stejně tak jak se rozvíjí ostatní technická zařízení a součásti. Mezi doplňky řadíme lanové navijáky pro přibližování dřeva, chapadla pro manipulaci s materiálem, přívěs k naložení materiálu apod.

Vývoj je především ovlivněn změnami konstrukce celkových sestav až k jednotlivým prvkům zařízení (např. spojky, brzdy, hřídele), novými sofistikovanějšími materiály, které jsou odolnější vůči vnějším vlivům a mají lepší pevnostní parametry.



Obrázek 1.3 Chapadlová nástavba traktoru [21]

2. LANOVÝ NAVIJÁK PRO PŘIBLIŽOVÁNÍ DŘEVA [18]



Obrázek 2.1 Lanový naviják [18]

Ke každému způsobu přibližování jsou vyvinuta účelná příslušenství, která usnadňují práci v jednoduchých i obtížných pracovních podmínkách a zvyšují produktivitu. Tyto vlastnosti jsou výsledkem dlouhodobé spolupráce výrobců, uživatelů a lesnických úřadů. Lanové navijáky jsou stavebnicového charakteru, jsou vyrobené s ohledem na zákonem předepsané bezpečnostní předpisy a jsou sériově vybavené potřebnými ochrannými zařízeními.

Mezi požadavky kladenými na lanové navijáky patří modulová stavebnice, vysoký výkon v tahu, snadná uživatelská obsluha, optimální navíjení lana, osvědčená spojka, vysoká bezpečnost a dlouhá životnost.

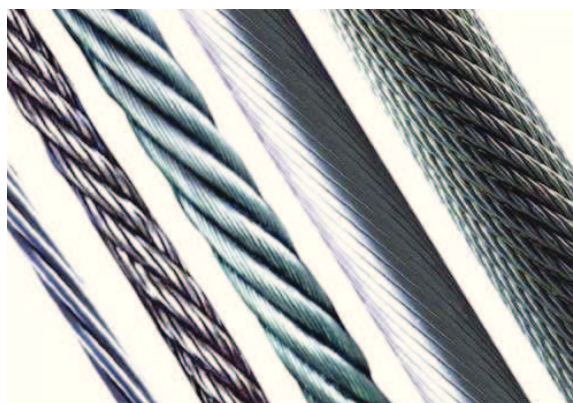
Lanový buben navijáku pohání drážkovaná hřídel traktoru přípojná k převodovce. Pomocí níž jsou zpřevodovány vstupní hnací parametry na výstupní hodnoty charakterizující proces přibližování dřeva k navijáku. K přerušení pohybu mezi převodovkou a navíjecím bubnem je umístěna ve stavební struktuře ovládatelná spojka. Další součásti, které obsahuje sestava navijáku jsou brzda, nosné hřídele, kladky a celková konstrukce rámu s třemi body pro uchycení k traktoru. Jako doplněk se na navijáku nacházejí speciální úchyty pro umístění dřevorubeckého nářadí.



Obrázek 2.2 Poloha taženého dřeva [18]

3. LANA [8]

Lano je jedno s nejstarších zařízení používaných v dopravě. Lana se vyrábí z různých materiálů, textilních, umělohmotných, kovových. Vyrábí se několik druhů lan, podle použití např. důlní, pro všeobecné použití, pro lanové dráhy, pro stavební průmysl, s oky a nalisovanými objímkami. Ocelové lano je výrobek z tažených ocelových drátů vinutých v prameny (jednopramenné nebo vícepramenné). Smysl vinutí lana je buď pravý nebo levý.



Obrázek 3.1 Ocelová lana [16]

3.1 Lana dělíme podle:

- Jmenovité pevnosti $\sigma_j = 690 - 2090$ (MPa)
- jakostních skupin (výběrová lana, normální lana)
- povrchu drátů (holé, pozinkované)
- tvaru průřezu drátů a lana
- druhu duše
- počtu duší
- konstrukce lana (klasická, souběžná – seal, warrington, kompaudní - filler)

4. PŘEVODY [7] [1]

4.1 Základní rozdělení převodů:

Strojní zařízení, která přenášejí otáčivý nebo jiný pohyb z hřídele na jiné nesouosé hřídele, nazýváme převody. Nejčastěji rozdělujeme převody na mechanické, hydraulické, pneumatické a elektrické. Převody mechanické se dosud používají u strojů a zařízení nejčastěji; jsou to převody rotační, např. s plochými nebo klínovými řemeny, s řetězy a s ozubenými koly apod., a převody s přímočarým pohybem např. klikou a ojnicí, s výstředníkem, vačkou, pákovým ústrojím, maticí, šroubem.

Převody mechanické, hydraulické, pneumatické a elektrické jsou většinou složitá zařízení, a proto je nazýváme mechanismy. Převod se skládá nejméně ze dvou kol, hnacího a hnaného, která jsou buď spojena řemenem, pásem, lanem, řetězem apod., nebo jsou spolu v přímém záběru, např. třecí a ozubená kola. Nemění-li se počet otáček hnacího hřídele, říkáme takovému převodu vázaný. Je to např. převod řetězový a převod ozubenými koly. U ostatních převodů (řemenový, lanový, třecími koly apod.) může počet otáček hnaného hřídele mírně kolísat vlivem různých okolností, např. klouzáním řemene na řemenici, prokluzováním třecího kola apod. Takovému převodu říkáme třecí (silový).

4.2 Převody třecí

4.2.1 Převody klínovými řemeny

Místo plochých řemenů se používá stále více klínových řemenů. Pohyb a síla se přenášejí z hnací řemenice na hnanou jedním nebo několika klínovými řemeny.

Klínové řemeny jsou různých druhů; rozlišujeme je podle materiálů použitých k výrobě řemenů, podle způsob výroby a určení v provozu. Klínový řemen se skládá z kordové tkaniny nebo z kordových provazců, které přenášejí tažnou sílu a jsou uloženy v několika vrstvách nad sebou, z pryžové vložky, která obepíná celou kordovou část, a z jednoho nebo dvou textilních obalů napuštěných pryží, které chrání kordovou a pryžovou část proti vnějším mechanickým i chemickým vlivům. Všechny tři části se společně vulkanizují. Pohon klínovými řemeny má tyto výhody: je nehluký, má elastický záběr, minimálně namáhá ložiska a hřídele, téměř nevyžaduje obsluhy, má velkou účinnost a možnost volby velkého převodu.

4.2.2 Převod třecími koly

Třecími koly se přenášejí menší výkony na malé vzdálenosti os hřídelů. Přitom osy hřídelů mohou být rovnoběžné, nebo různoběžné. Převodový poměr je buď stálý, nebo proměnlivý. Mají-li se přenášet malé obvodové síly, použijeme kotouče kovových, např. ze šedé litiny, z bronzu apod. Jde-li o větší obvodové síly, obkládáme věnce kol materiály s velkým součinitelem tření, např. kůží, korkem, pryží apod., nebo použijeme kotouče s klínovými výstupky a drážkami.

4.3 Převody vázané

4.3.1 Převody řetězy

Řetězový převod se liší od všech dosud popsaných převodů tím, že jeho převodový poměr je stálý. Z jednoho řetězového kola se přenáší řetězem pohyb a síla na druhé (hnané) řetězové kolo. Může přenášet velké kroutící momenty z jednoho hřídele na druhý i při malém počtu otáček. Hřídele musí být rovnoběžné a kola namontována v jedné rovině.

Řetězy dělíme na:

- článkové
- kloubové
- zubové
- speciální

4.3.2 Převody ozubenými koly

Ozubenými koly můžeme přenášet velké kroutící momenty z jednoho hřídele na druhý i při malém počtu otáček. Ozubeným převodem dosáhneme stálého

převodového poměru. Zuby jednoho kola zapadají do mezer druhého kola, boky zubů se o sebe opírají, a tím přenášejí sílu. Při značně rozdílných průměrech nazýváme malé kolo pastorek. Ozubená kola, která spolu zabírají tvoří soukolí.

5. Spojky [13]

Hřídelové spojky jsou montážním celkem převodového zařízení strojů. Slouží k trvalému nebo dočasnému spojení nebo rozpojení hřídelí beze změny jejich vzájemného smyslu otáčení a převodového poměru a k přenosu točivého momentu. Všeobecně se hřídelová spojka skládá z části hnací, hnané a spojovací, tvořené strojními součástmi nebo i jinými látkami (např. kapaliny, prášek, magnetické pole), které přenášejí točivý moment z hnací části na hnanou část.

5.1 Neovládatelné spojky:

- Nepružné spojky
- Vyrovnávací spojky
- Pružné spojky
- Spojky s kovovými členy
- Spojky s nekovovými členy

5.2 Ovládané spojky:

5.2.1 Výsuvné spojky

Třecí spojky: - *Kuželové* pro jmenovitý točivý moment
 - *Kotoučové* spojka zajišťuje plynulý rozběh hnaného hřídele
 - *Lamelová* přenáší velké točivé momenty

5.3 Samočinné mechanické spojky

- a) Rozběhové spojky
- b) Volnoběžné spojky
- c) Pojistné spojky

6. Brzdy [13]

Brzdy slouží ke snižování rychlosti nebo k zastavení pohybu těles, též mohou zajišťovat jejich klidovou polohu. Při činnosti brzd se snižuje pohybová energie posuvných a rotačních hmot a mění se v tepelnou energii.

6.1 Podle způsobu dosažení brzdového účinku jsou brzdy:

- mechanické, účinek se dosahuje silovým stykem, tj. smykovým třením
- proudové, využívají vnitřního tření tekutin
- elektrické, využívají vzájemného působení magnetických polí statoru a rotoru

brzdy

6.2 Rozdělení brzd

A. Mechanické

1. radiální

a) čelistové

- s vnějšími čelistmi

- s vnitřními čelistmi

b) pásové

- s vnějším pásem

- s vnitřním pásem

c) špalíkové

2. axiální

a) lamelové

- čelní

- třmenové

b) kotoučové

- čelní

- třmenové

c) kuželové

B. Hydrodynamické – vířivé

C. Elektrické

1. motorové

a) odporové

b) protiproudové

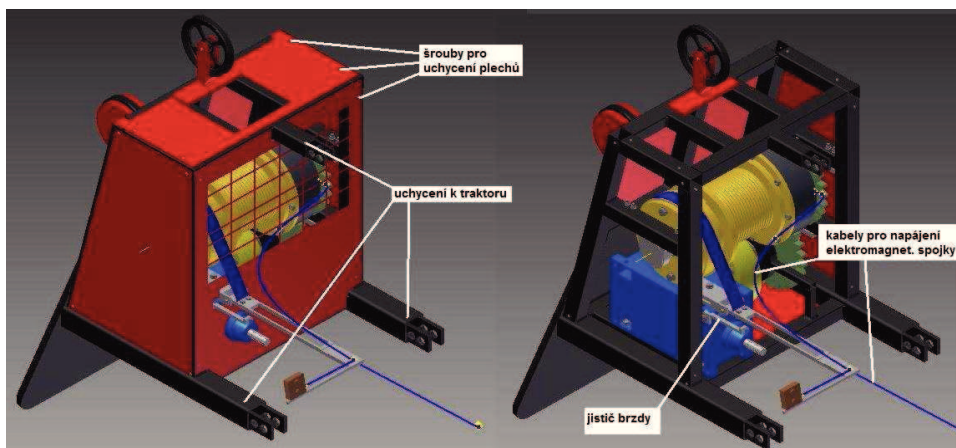
2. indukční

a) asynchronní

b) vířivé

7. KONSTRUKČNÍ NÁVRH A PEVNOSTNÍ KONTROLA NAVIJÁKU

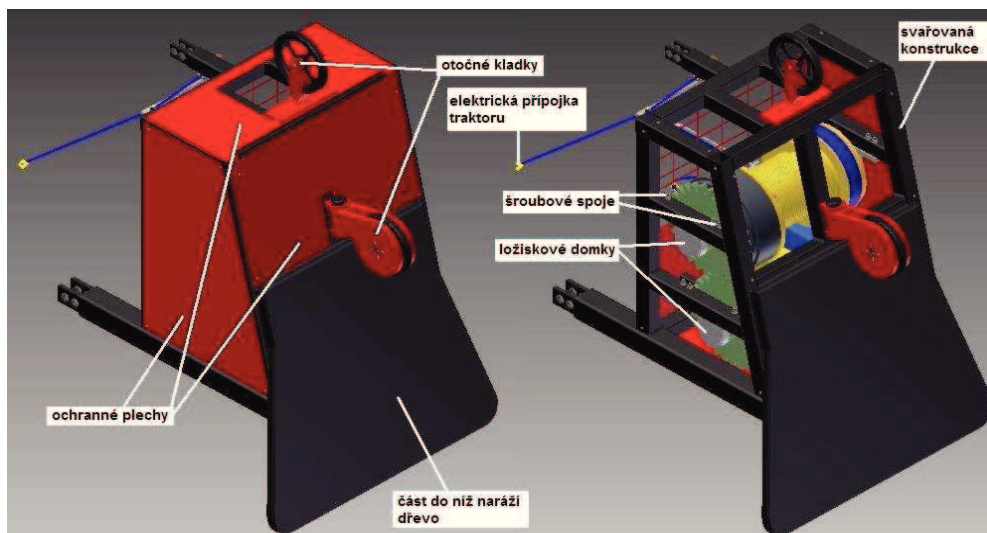
Cílem mé bakalářské práce je navrhnout naviják na přibližování dřeva přípojný za traktor. Zvolil jsem traktor značky Zetor, typ ZETOR PROXIMA POWER, dle něj jsem volil přípojně rozměry navijáku. Připojení navijáku je zprostředkováno pomocí zadního tříbodového závěsu.



Obrázek 7.1 Pohled na zadní část navijáku bez umístění lana

Naviják je konstruován, aby splnil vstupní a výstupní parametry. Vstupními parametry rozumíme otáčky hnacího vývodového hřídele traktoru (540 nebo 1000) min^{-1} . Otáčky jsou přenášeny pomocí kloubového hřídele, který je připojen na vstupní hřídel převodovky.

Abychom splnily výstupní parametry jimiž jsou průměrná rychlost navíjení 1 m.s^{-1} a maximální tažná síla v laně 50 kN, musíme zpřevodovat vstupní otáčky. Proto vybírám z katalogu firmy stromag s.r.o. kuželovou převodovku s převodem 1:9 [1].

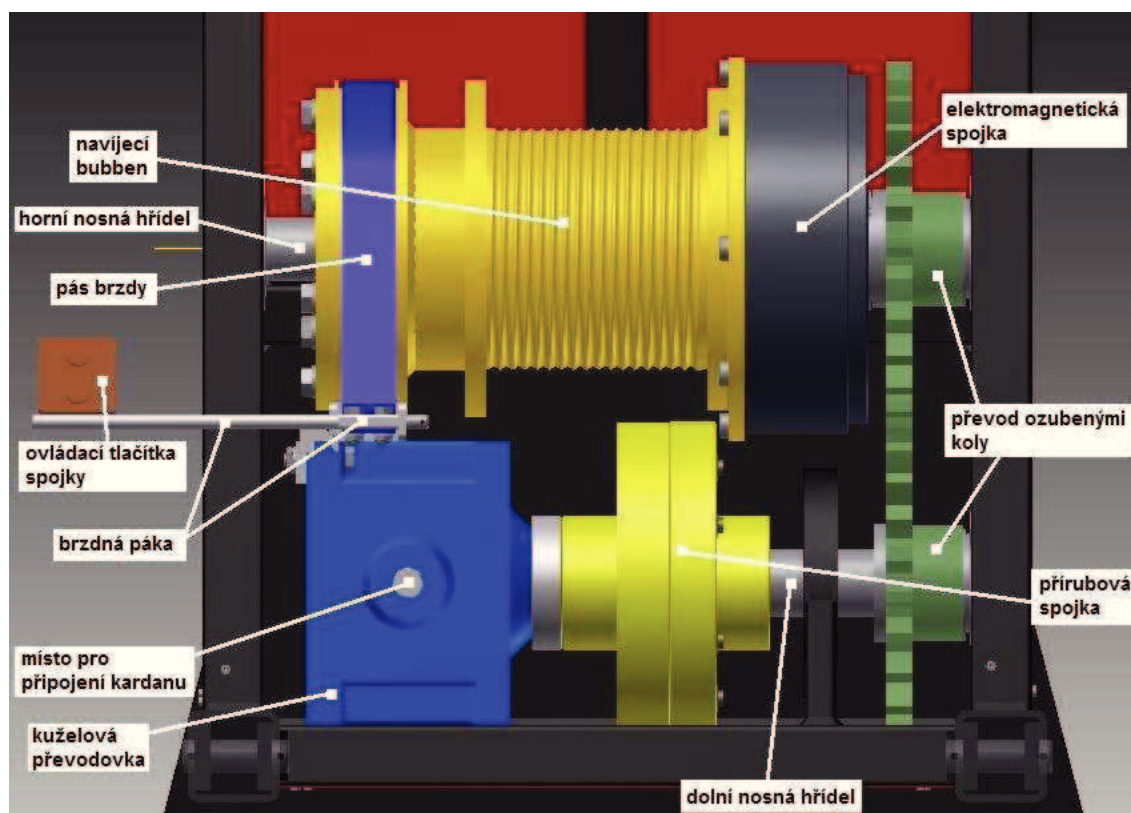


Obrázek 7.2 Pohled na přední část navijáku

Jelikož potřebuji přenést krouticí moment a otáčky na navíjecí buben, který se nachází konstrukčně nad převodovkou, konstruuji ozubený převod k vyrovnaní výškového skoku. Kuželová převodovka nám zpřevoduje otáčky na výslednou hodnotu, z toho důvodu volím převodové číslo ozubeného soukolí 1:1 [1].

K odpojení navíjecího bubnu od převodového mechanismu volím vhodnou spojku, která nám zaručí snadnou ovladatelnost při navíjení lana. Z toho důvodu volím spojku společnosti stromag s.r.o., jedná se elektromagneticky ovládanou spojku.

Na bubnu je zařazena pásová brzda, sloužící k brzdění a také k jištění bubnu při přepravě přitáhnutého dřeva k navijáku.



Obrázek 7.3 Úplná stavební struktura navíjecího mechanismu

Na navijáku se nacházejí dvě otočné kladky sloužící k přenosu lana a zlepšení tažného procesu. Celá orgánová struktura navíjecího mechanismu je uložena ve svařovaném tělese navijáku, kde svařovacím materiálem jsou tyče čtvercového průřezu. Celá konstrukce je obalena plechy, přichycenými pomocí šroubů k rámu.

7.1 Volba ocelového lana [8] [9] [13]

Znamé parametry:

Maximální tažná síla v laně $F_L = 50$ [kN]

Průměrná rychlost navíjení $v = 1$ [m.s⁻¹]

Délka lana navinutá na bubnu navijáku $L = 70$ [m]

Volba koeficientu bezpečnosti k_p

Dle ČSN 27 0100 a ČSN 12927-2 je koeficient bezpečnosti pro tažná lana lanových drah $k_p = (3,8 - 4,2)$ [1] $k_p = 4,1$ [1]

U výpočtu základních parametrů tažných lan počítáme jen s ohledem na statické namáhání, ostatní způsoby namáhání (ohyb, krut, dynamické síly) neuvažujeme.

Volím vyšší hodnoty vzhledem k minimalizaci průměru lana $\sigma_m = 2160$ MPa

Potřebný nosný průřez tažného lana:

$$S = \frac{k \cdot F_L}{\sigma_m - 0,0095 \cdot k_p \cdot L} \text{ [mm}^2\text{]} \quad (7.1)$$

$$S = \frac{4,1 \cdot 50000}{2160 - 0,0095 \cdot 4,1 \cdot 70} = 95,03 \text{ [mm}^2\text{]}$$

kde S nosný průřez lana [mm²]

F_L maximální tažná síla v laně [N]

σ_m jmenovitá pevnost drátů lana [N.mm⁻²]

k_p počáteční bezpečnost lana, zvolená podle bezpečnostního předpisu [1]

L délka lana [m]

0,0095 .. hodnota zohledňující hustotu lana [1]

Nosnost lana:

Z průřezu lana S určíme potřebnou nosnost lana N

$$N = S \cdot \sigma_m \text{ [kN]} \quad (7.2)$$

$$N = 95,03 \cdot 2160 = 205,26 \text{ [kN]}$$

kde N nosnost lana [kN]

Dle hodnoty potřebné nosnosti vybírám z katalogu (viz. Příloha 1) ocelové lano 6x25 Filler – IWRC Compacted (1+6+6F+12) o vnějším průměru 14 mm a

jmenovité pevnosti drátů 2160 MPa. Lana s ocelovou duší jsou ve srovnání s konvenčními lany odolnější vůči stlačení, mají větší kovový průřez a proto vyšší únosnost. Jsou velmi dobře odolné vůči otěru a mají výrazně vyšší životnost jako lana s konvenčními prameny. Největší uplatnění nacházejí v lesním hospodářství při přibližování dřeva (nástavby traktorů a lanovky). [16]

Kontrola počáteční skutečné bezpečnosti

$$k_s = \frac{N}{F_L + \rho_t \cdot L} \quad [1] \quad (7.3)$$

$$k_s = \frac{223300}{50000 + 0,907 \cdot 70} = 4,5 \quad [1]$$

kde ρ_t délková hustota lana [kg.m⁻¹]

k_s skutečná bezpečnost lana, zvolená podle bezpečnostního předpisu [1]

7.2 Základní návrh bubnu [10] [8]

Volba minimálního průměru bubnu dle ČSN 271820

Minimální průměr bubnu

$$D_{b \min} = \alpha_b \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (7.4)$$

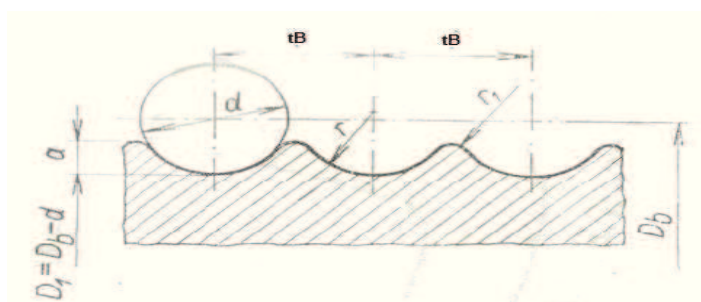
$$D_{b \min} = 22 \cdot 14 = 308 \quad [\text{mm}]$$

kde α_b součinitel závislý na druhu skupiny bubnů [1]

Volím dle normalizované řady průměrů bubnu $D_b = 315 \text{ mm}$

Drážky bubnu a stoupání

Dle ČSN 27 1820 odečtu rozměry z tabulky této normy.



Obrázek 7.4 Řez drážky bubnu s lanem [10]

$r = 7,5$	[mm]	$d = 14$	[mm]	$t_B = 16$	[mm]
$\alpha = 4$	[°]	$r_1 = 2$	[mm]	$D_b = 315$	[mm]
$D_1 = 301$	[mm]				

Počet závitů z lana

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 2 \quad [1] \quad (7.5)$$

$$z = \frac{70}{\pi \cdot 0,315} + 2 = 72,74 \quad [1]$$

kde zpočet závitů na bubnu [1]

Volím 4 navíjecí řady na bubnu. To znamená, že budou nad sebou navinuty 4 řady lana.

Počet závitů z lana v první řadě bubnu

$$z_1 = \frac{z}{4} = 18,19 \quad [1] \quad (7.6)$$

kde z_1počet závitů v první řadě bubnu [1]

4navíjecí řady lana na bubnu

volím 18 závitů

Délka závitů lana na bubnu

$$M_{BZ} = z_1 \cdot t_B \quad [\text{mm}] \quad (7.7)$$

$$M_{BZ} = 18 \cdot 16 = 288 \quad [\text{mm}]$$

kde M_{BZ}délka závitů na bubnu [mm]

t_B rozteč drážek bubnu [mm]

Výpočet vnějšího průměru bubnu

$$L = \frac{\pi \cdot [D - (b - 25)] \cdot M_{BZ} \cdot (b - 25)}{1000 \cdot d^2} \quad [\text{m}] \quad (7.8)$$

$$b = \frac{D - D_b}{2} \text{ [mm]} \quad (7.9)$$

$$b = \frac{D - 315}{2} \text{ [mm]}$$

$$70 = \frac{\pi \cdot [D - (b - 25)] \cdot 288 \cdot (b - 25)}{1000 \cdot 14^2}$$

kde d průměr lana [mm]

D_B navíjecí průměr bubnu [mm]

L délka lana [m]

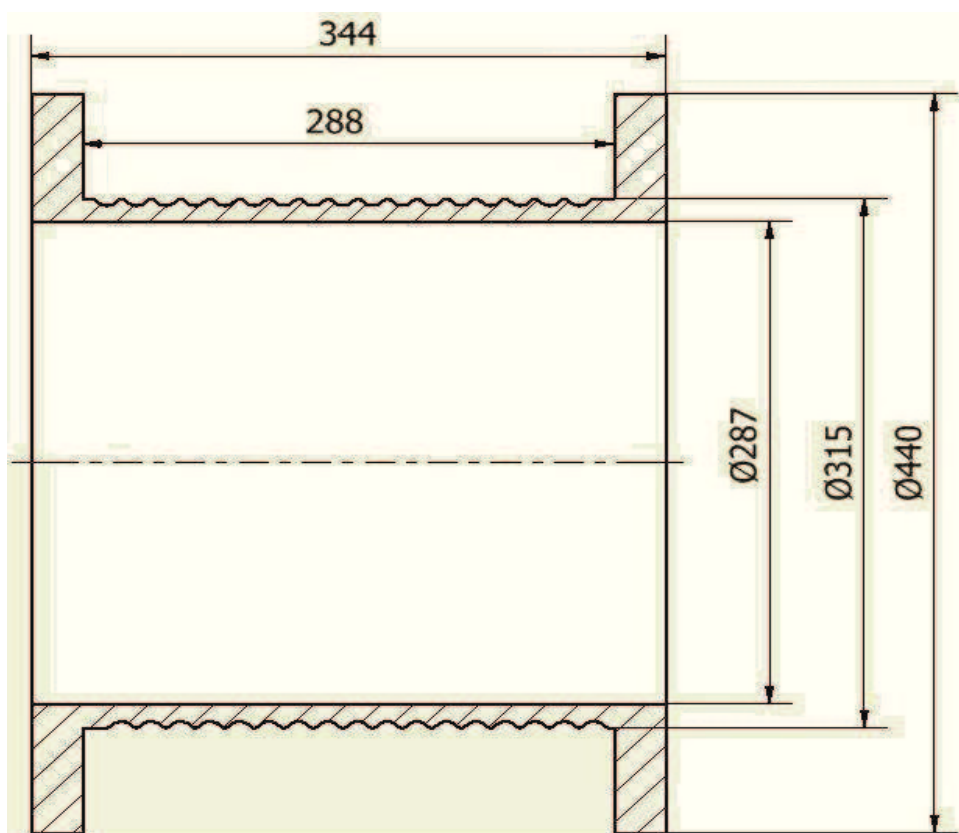
M_{BZ} vnitřní šířka bubnu [mm]

D průměr bubnu [mm]

Dle výše uvedených vzorců vypočítáme že průměr $D = 440$ [mm]

Tloušťka stěny bubnu

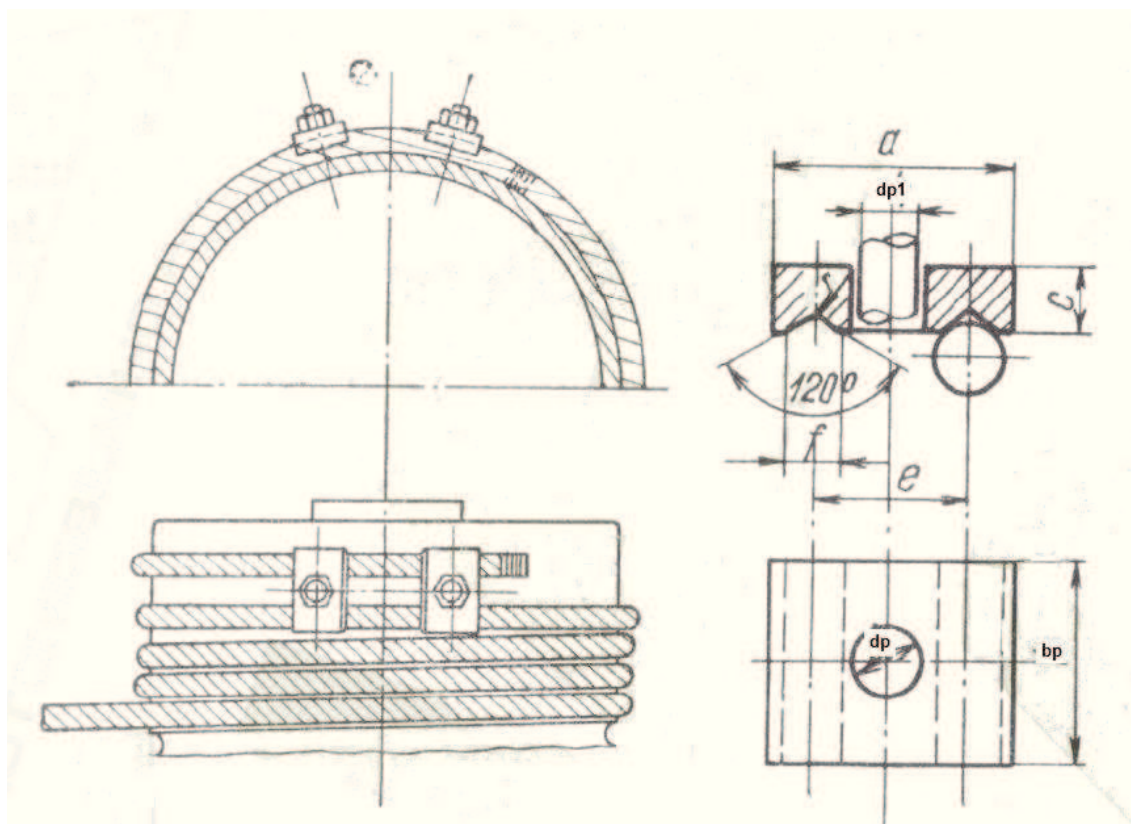
$$s_b = d = 14 \text{ [mm]} \quad (7.10)$$



Obrázky 7.5 Hrubý navíjecí buben

7.3 Přichycení lana k bubnu [11]

Provedeme pomocí tzv. příložek uchycením lana k obvodu bubnu. Rozměry příložek jsou uvedeny podle ČSN 02 2736.



Obrázek 7.6 Schéma uchycení lana [11]

Dle technické normy ČSN 02 2736 volím základní rozměry uložení příložek. Jedná se o rozměry, které vycházejí z průměru lana.

$a = 60$ [mm]	$b_p = 50$ [mm]	$c = 15$ [mm]	$d_{p1} = 18$ [mm]
$d_p = M16$	$e = 38$ [mm]	$f = 15$ [mm]	$r = 2$ [mm]

7.4 Pevnostní výpočet bubnu [9]

Lano navinuté na bubnu způsobí krutová, ohybová a tlaková napětí na plášti bubnu. Výpočet se provádí pouze přibližným zjištěním tloušťky stěn a čel bubnu, protože vyvolaná napětí se zjišťují složitě.

Napětí pláště bubnu vyvolané vnějším přetlakem

$$\sigma_{bd} = 0,5 \cdot \frac{F_L}{sb \cdot t_B} \text{ [MPa]} \quad (7.11)$$

$$\sigma_{bd} = 0,5 \cdot \frac{50000}{14,16} = 111,61 \text{ [MPa]}$$

Kde σ_{bd}napětí pláště bubnu vyvolané vnějším přetlakem [MPa]

Ohybové napětí pláště bubnu

$$\sigma_{bo} = 0,96 \cdot F_L \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D_b^2 \cdot t_B^6}} \text{ [MPa]} \quad (7.12)$$

$$\sigma_{bo} = 0,96 \cdot 50000 \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{315^2 \cdot 16^6}} = 42,26 \text{ [MPa]}$$

kde σ_{bo}ohybové napětí pláště bubnu [MPa]

Kombinované napětí pláště bubnu

$$\sigma_{bd} = 111,61 \text{ MPa}, \sigma_{bo} = 42,26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b = \sigma_{bd} + \sigma_{bo} \text{ [MPa]} \quad (7.13)$$

$$\sigma_b = 111,61 + 42,26 = 153,87 \text{ [MPa]}$$

kde σ_bkombinované napětí pláště bubnu [MPa]

Určení max. dovoleného napětí

Buben bude vyroben z ocelové trubky bezešvé tvářené za tepla dle ČSN 42 5715. Z materiálu 11 523, kde mez kluzu $Re = 333 \text{ MPa}$. Jedná se o konstrukční ocel vhodnou ke svařování. Používá se u trubkových svařovaných strojních součástí namáhaných staticky a dynamicky. [2]

Bezpečnost na mezi kluzu $k_{pB} = 2$ [1]

$$\sigma_{dov} = \frac{Re}{k_{pB}} \text{ [MPa]} \quad (7.14)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{333}{2} = 166,5 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_b < \sigma_{dov} \quad (7.15)$$

kde σ_{dov} dovolené napětí v tahu [MPa]

Re mez pevnosti kluzu [MPa]

153,87 [MPa] < 166,5 [MPa] tloušťka bubnu vyhovuje

7.5 Návrh kladky [10]

Minimálního průměr kladek

$$D_{k \min} = \alpha_k \cdot d = 16.14 = 224 \text{ [mm]} \quad (7.16)$$

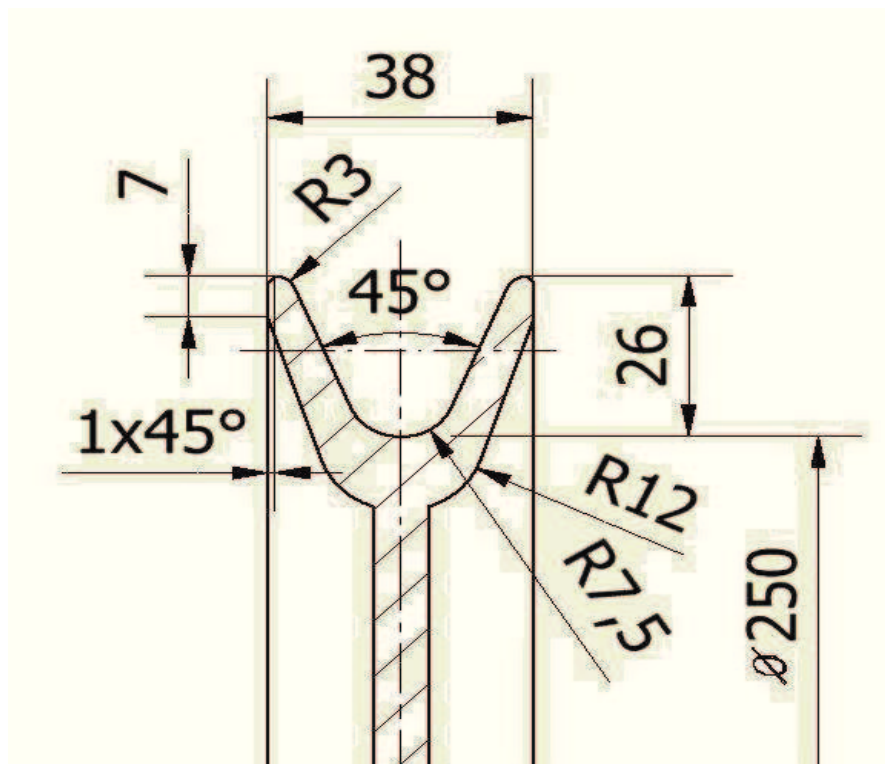
kde α_k součinitel závislý na druhu kladky [1]

$D_{k \min}$ minimální průměr kladky [mm]

Volím dle normalizované řady průměrů kladek $D_k = 250$ [mm]

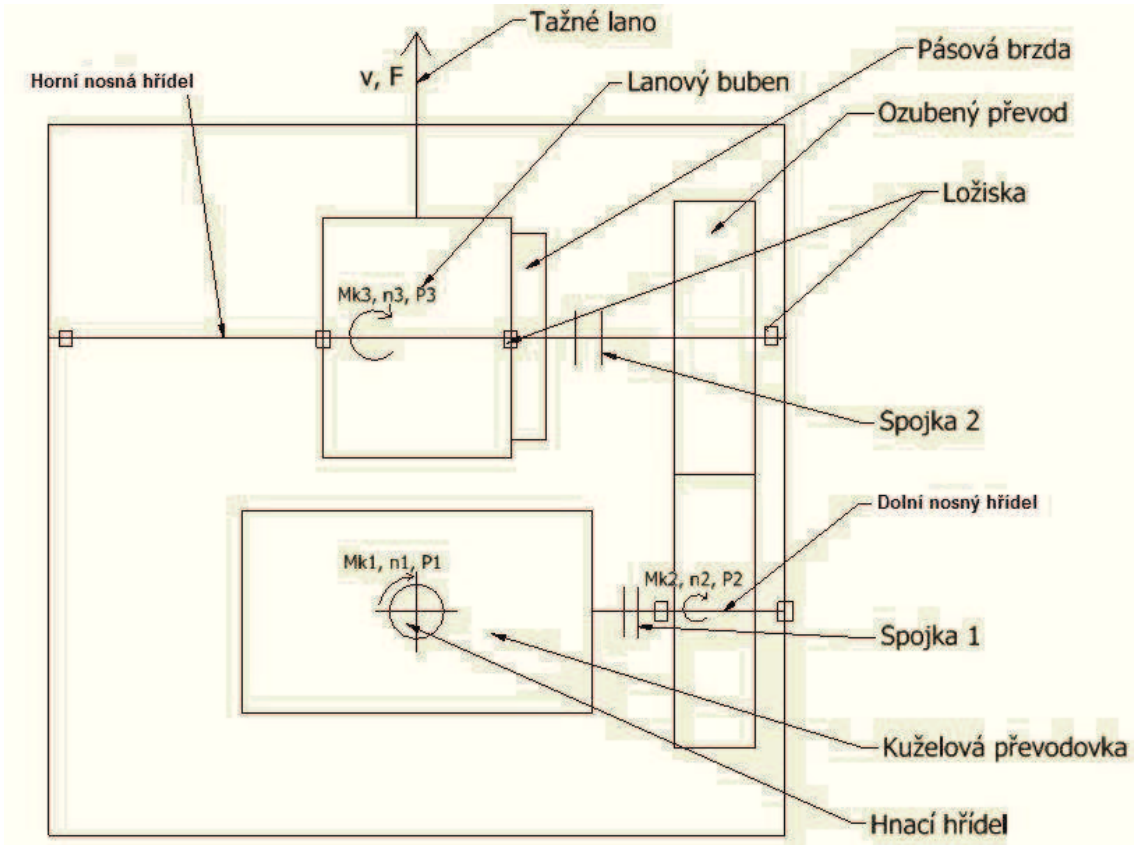
Dle normy ČSN 27 1820 jsem určil ostatní rozměry kladky viz. obr.

Výrobní výkres kladky je uveden v příloze. č12



Obrázek 7.7 Hlavní rozměry kladky

7.6 Schéma hrubé orgánové struktury [7] [3]



Obrázek 7.8 Schéma převodového ústrojí

$$F_L = 50 \text{ [kN]} , v = 1 \text{ [m.s}^{-1}\text{]} , n_l = 540 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Obvodová rychlost

$$\omega_3 = \frac{v}{r_3} \text{ [rad.s}^{-1}\text{]} \quad (7.17)$$

$$\omega_3 = \frac{1}{0,1575} = 6,35 \text{ [rad.s}^{-1}\text{]}$$

kde ω_3obvodová rychlost bubnu [rad.s⁻¹]

r_3 poloměr navíjecího průměru bubnu [m]

vprůměrná rychlost navíjení lana [m.s^{-1}]

Navíjecí výkon

$$P_3 = F_L \cdot v \text{ [kW]} \quad (7.18)$$

$$P_3 = 50.1 = 50 \text{ [kW]}$$

kde P_3navíjecí výkon bubnu [kW]

F_Lmaximální tažná síla [kN]

Otáčky bubnu

$$n_3 = \frac{60 \cdot \omega_3}{2 \cdot \pi} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (7.19)$$

$$n_3 = \frac{60 \cdot 6,35}{2 \cdot \pi} = 60,64 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

kde n_3otáčky bubnu [min⁻¹]

Kroutící moment bubnu při navíjení rychlostí 1 m.s⁻¹

$$Mk_3 = \frac{P_3}{\omega_3} \text{ [Nm]} \quad (7.20)$$

$$Mk_3 = \frac{50000}{6,35} = 7874 \text{ [Nm]}$$

kde Mk_3kroutící moment bubnu [Nm]

Celkový převodový poměr

$$i_c = \frac{n_1}{n_3} \text{ [1]} \quad (7.21)$$

$$i_c = \frac{540}{60,64} = 8,91 \text{ [1]}$$

kde i_ccelkový převodový poměr [1]

n_1vstupní otáčky vývodového hřídele traktoru [min⁻¹]

Volím celkový převodový poměr $i_c = 9$ [1] tím pádem bude ozubený převod $i_o = 1$ [1]

Kroutící moment na výstupní hřídele kuželové převodovky

$$Mk_2 = \frac{Mk_3}{i \cdot \eta_L \cdot \eta_p \cdot \eta_{s1} \cdot \eta_{s2}} \text{ [Nm]} \quad (7.22)$$

$$Mk_2 = \frac{7874}{1,0,999,0,98,0,95,0,98} = 8466,04 \text{ [Nm]}$$

kde i_o převodové číslo převodu ozubenými koly [1]
 η_L účinnost ložisek [%]
 η_p účinnost převodu [%]
 η_{s12} účinnost spojek [%]
 Mk_2kroutící moment na výstupu z převodovky [Nm]

Výkon na výstupní hřídeli převodovky

$$P_2 = \frac{Mk_2 \cdot \pi \cdot n_2}{30} \text{ [kW]} \quad (7.23)$$

$$P_2 = \frac{8466,04 \cdot \pi \cdot 60,64}{30} = 53,8 \text{ [kW]}$$

$$n_3 = n_2 [\text{min}^{-1}]$$

kde P_2výkon na výstupu z převodovky [kW]
 n_2otáčky na výstupu z převodovky [min^{-1}]

Kroutící moment vstupní hřídele převodovky

$$Mk_1 = \frac{Mk_2}{i_p \cdot \eta_L \cdot \eta_p} \text{ [Nm]} \quad (7.24)$$

$$Mk_1 = \frac{8466,04}{9,0999 \cdot 0,98} = 960,83 \text{ [Nm]}$$

kde Mk_1kroutící moment vstupního hřídele převodovky [Nm]
 i_p převodové číslo kuželové převodovky [1]

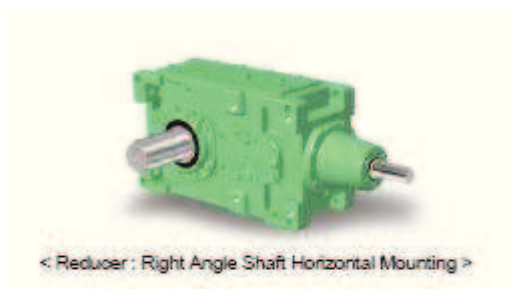
Vstupní výkon navijáku

$$P_1 = \frac{Mk_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30} \text{ [kW]} \quad (7.25)$$

$$P_1 = \frac{960,83 \cdot \pi \cdot 540}{30} = 54,33 \text{ [kW]}$$

kde P_1výkon na vstupním hřídeli převodovky [kW]

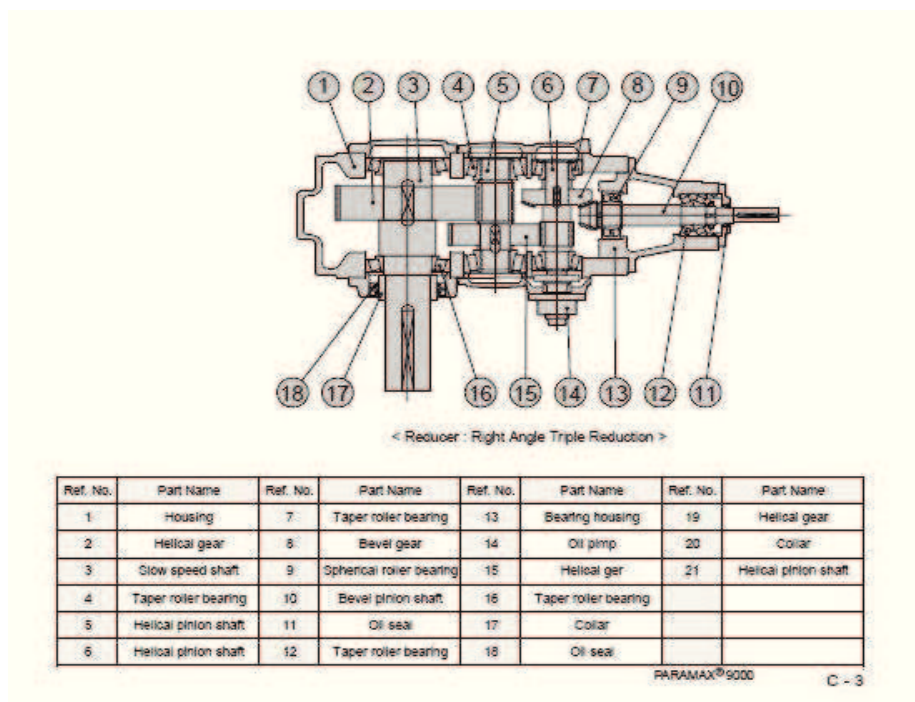
7.7 Volba převodovky [17]



Obrázek 7.9 Kuželová převodovka [17]

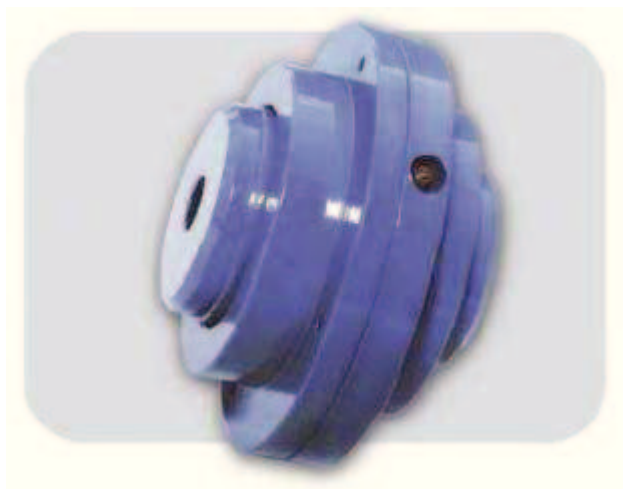
Dle výše vypočtených dynamických parametrů jsem vybral z katalogu firmy stroma s.r.o. vhodnou převodovku. Volba převodovky viz. příloha č. 2, 3, 4, 5, 6, 7.

Výsledná volba převodovky dle příloh má značení charakterizující o jaký typ převodovky se jedná. Moje převodovka má označení P-H-A-9035-R-2 (W-RL-9)



Obrázek 7.10 Vnitřní mechanismus kuželové převodovky [17]

7.8 Volba přírubové spojky (spojka 1) [6]



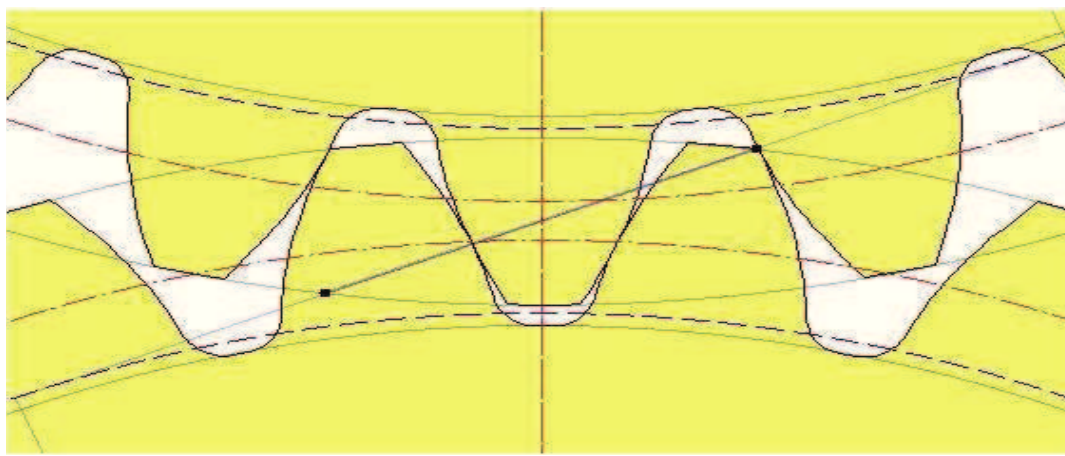
Obrázek 7.11 Přírubová spojka [6]

Výchozí krouticí moment při volbě přírubové spojky $M_{k2} = 8466,04$ Nm. Výběr spojky je prováděn z katalogu firmy PSP Pohony s.r.o. viz. příloha č. 8 a č.9. Volím spojku velikosti 1,5.

Spojka VPS se skládá ze dvou nábojů, z pružin a ze snadno odnímatelného dvojdielného krytu, který je nalícován nebo středěn na jednom z nábojů a tvoří nádrž na mazivo. Obvod kotouče je opatřen podélnými drážkami, ve kterých je vložena hadovitě vinutá ocelová pružina, přenášející obvodovou sílu. Vypadnutí pružiny z drážek vlivem odstředivé síly brání ocelový kryt.

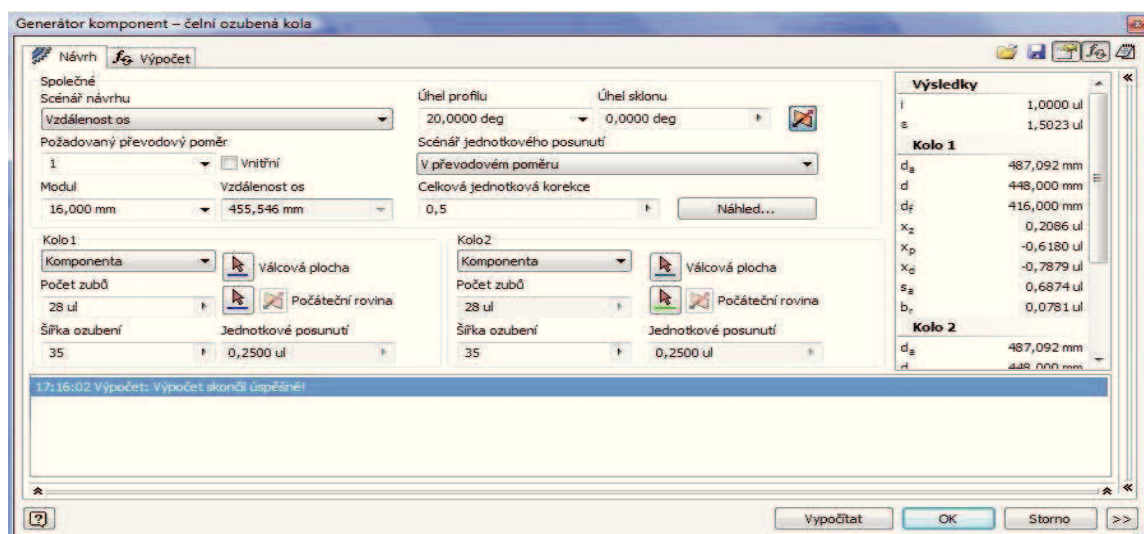
7.9 Návrh ozubeného převodu [3]

Pomocí generátoru ozubených v PC programu Inventor 2011 jsem navrhl ozubený převod čelními ozubenými koly.



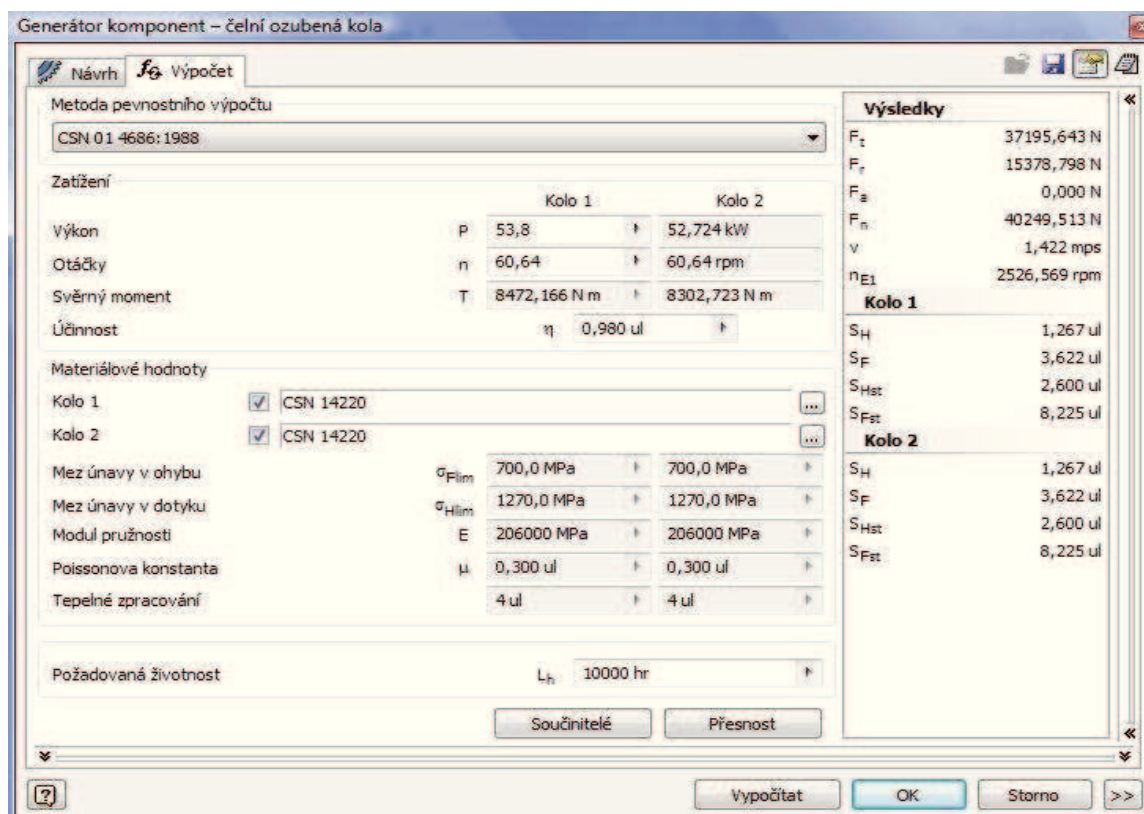
Obrázek 7.12 Schéma záběru ozubeného soukolí

Jedinými vstupními parametry, které známe jsou přenášený krouticí moment, převodový poměr a rozteč ozubených kol. Podle těchto vstupních hodnot volím scénář návrhu.



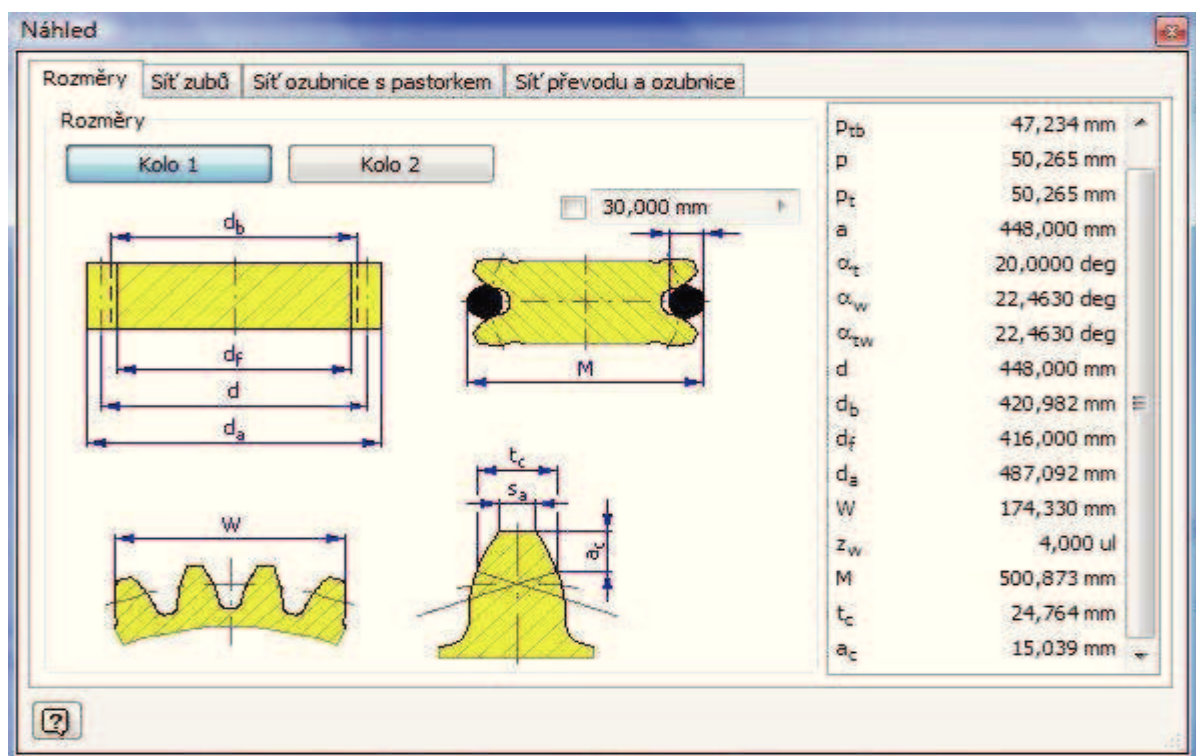
Obrázek 7.13 Zadání rozměrových hodnot ozubení

Následuje volba materiálů ozubených kol a metoda pevnostního výpočtu.



Obrázek 7.14 Zadání výkonových hodnot ozubení a materiálů

Dle výše uvedených pevnostních výpočtů jsem navrhl čelní ozubená kola, která vyhovují vstupním parametrům (výkon, otáčky, krouticí moment).



Obrázek 7.15 Rozměry ozubeného kola

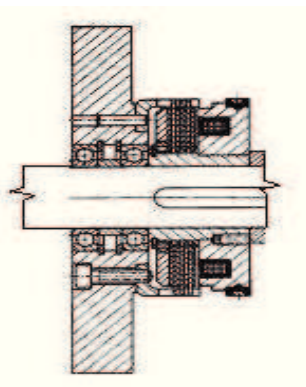
7.10 Elektromagnetická lamelová spojka (spojka 2) [19]



Obrázek 7.16 Elektromagnetická lamelová spojka [19]

Ke snadnému přerušení pohybu mezi bubnem a převodovým mechanismem jsem vybral z katalogu spojku. Jedná se o elektromagnetickou lamelovou spojku, která je snadno ovládatelná pomocí spínače. Energie poháněná spojku je přivedena ze zdroje el. energie umístěného na zadní straně traktoru. Dle vstupních parametrů volím

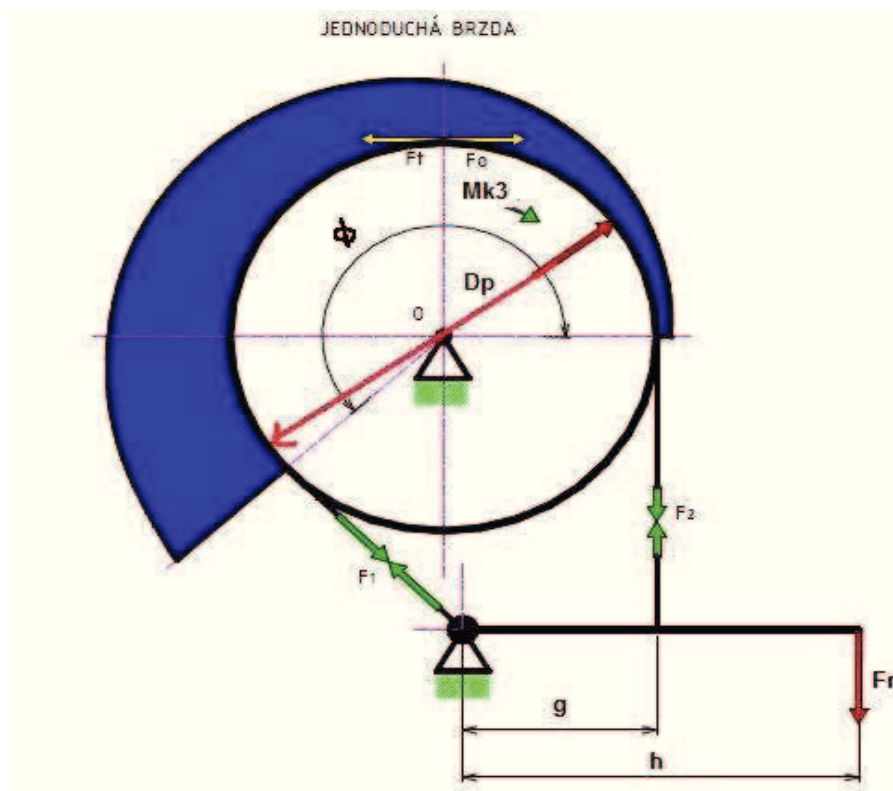
z katalogu nacházejícího se v příloze č. 10, optimální spojku. Vybral jsem spojku typu EKE 530S.



Obrázek 7.17 Příklad uložení elektromagnetické lamelové spojky [19]

7.11 Pásová brzda [13]

Pracuje na principu vláknového tření. Pásové brzdy se používají u rypadel , zdvihacích zařízení a dalších strojních zařízení. V důsledku tření vznikajícího přitlačením pásu na obvod bubnu je ovládací síla F_2 menší než síla působící na rám F_1 . Vzhledem k velkému úhlu opásání mají pásové brzdy větší účinky než čelistové. Brzdný účinek závisí na směru otáčení bubnu. [20]



Obrázek 7.18 Schéma manuální pásové brzdy [20]

Volba třecího materiálu

Z katalogu firmy Ferdo s.r.o. volím povlakový materiál nanesený na povrchu bubnu a pásu brzdy. Jedná se o velmi kvalitní materiál s vysokým součinitelem tření a je odolný na vysokou teplotu při procesu brzdění.

FERODO DS3000

- Součinitel tření	$f = 0,6$ [1]
- Dovolený tlak	$p_a = 2,5$ [MPa]
- Dovolená provozní teplota	$t_{1D} = 700$ [°C]
- Dovolená krátkodobá teplota	$t_{2D} = 900$ [°C]

Úhel opásání volím $\phi = 270^\circ$ což je 4,71 [rad]. Síla F_r , kterou vyvolává člověk obsluhující zařízení je 150 [N].

Volím rozměry brzdné páky, kterou ovládáme brzdu

$$g = 50 \text{ [mm]}, h_l = 790 \text{ [mm]}$$

Výpočet síly F_2 :

$$F_2 \cdot g - F_r \cdot h_l = 0 \quad (7.26)$$

$$F_2 = \frac{F_r \cdot h_l}{g} \text{ [N]}$$

$$F_2 = \frac{150 \cdot 790}{50} = 2370 \text{ [N]}$$

kde F_2 ovládací síla pásu [N]

F_r síla vyvolaná člověkem [N]

Výpočet síly F_1 :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \phi} \quad (7.27)$$

$$F_1 = e^{f \cdot \phi} \cdot F_2 \text{ [N]}$$

$$F_1 = e^{0,6 \cdot 4,71} \cdot 2370 = 40006 \text{ [N]}$$

kde F_1 síla působící na spojení pásu s rámem [N]

fsoučinitel tření povrchových materiálů brzdy [1]

ϕúhel opásání brzdy [rad]

Výpočet brzdného bubnu D

$$Mk_3 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{D_p}{2} \text{ [Nm]} \quad (7.28)$$

$$D_p = \frac{Mk_3}{(F_1 - F_2)} \cdot 2 \text{ [mm]}$$

$$D_p = \frac{7874}{(40006 - 2370)} \cdot 2 = 418,43 \text{ [mm]}$$

Dle výpočtu volím brzdný průměr $D_p = 420 \text{ mm}$

Výpočet šířky pásu

$$p_a = \frac{2 \cdot F_1}{B \cdot D_p} \text{ [MPa]} \quad (7.29)$$

$$B = \frac{2 \cdot F_1}{p_a \cdot D_p} \text{ [mm]}$$

$$B = \frac{2 \cdot 40006}{2500000 \cdot 0,42} = 76,2 \text{ [mm]}$$

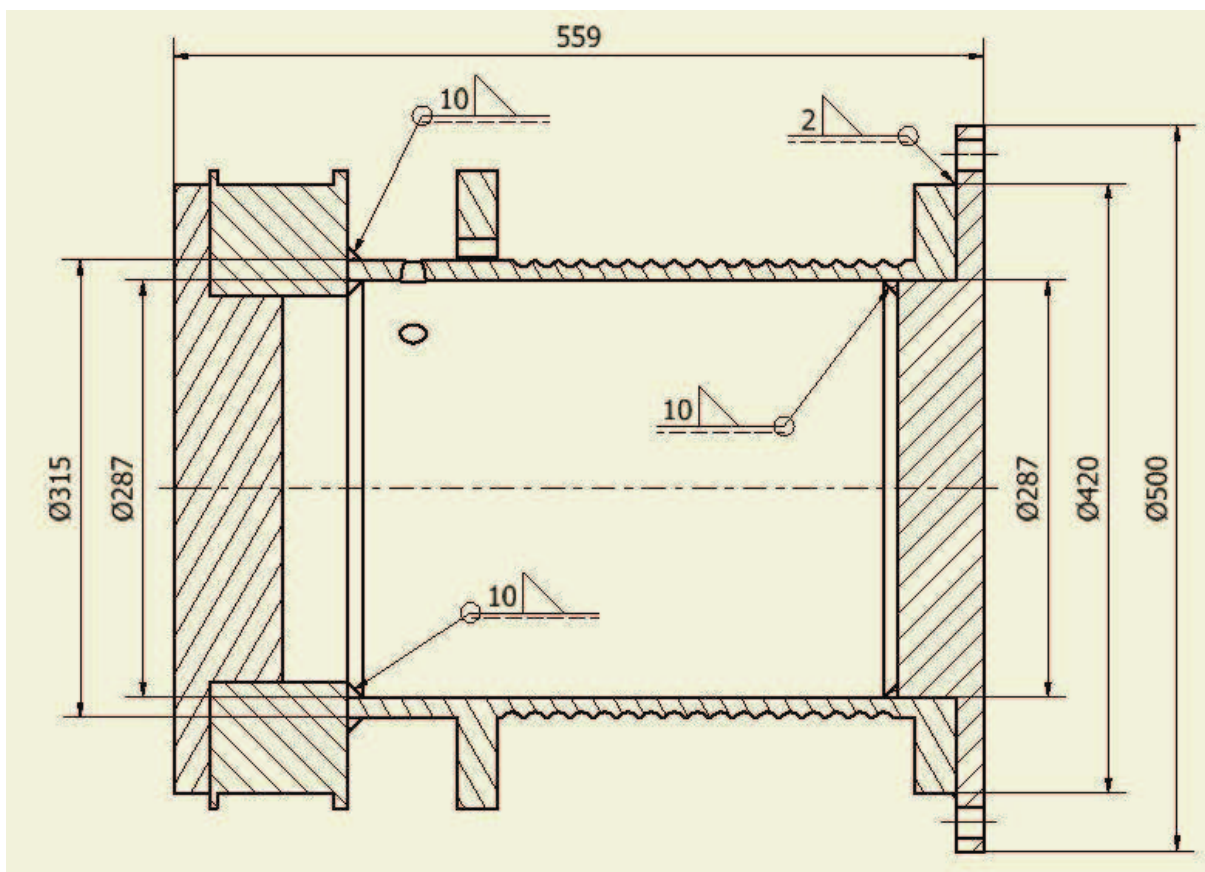
kde Bšířka pásu brzdy [mm]

p_adovolený tlak v kontaktních plochách brzdy [MPa]

Šířku pásu volím $B = 80 \text{ mm}$

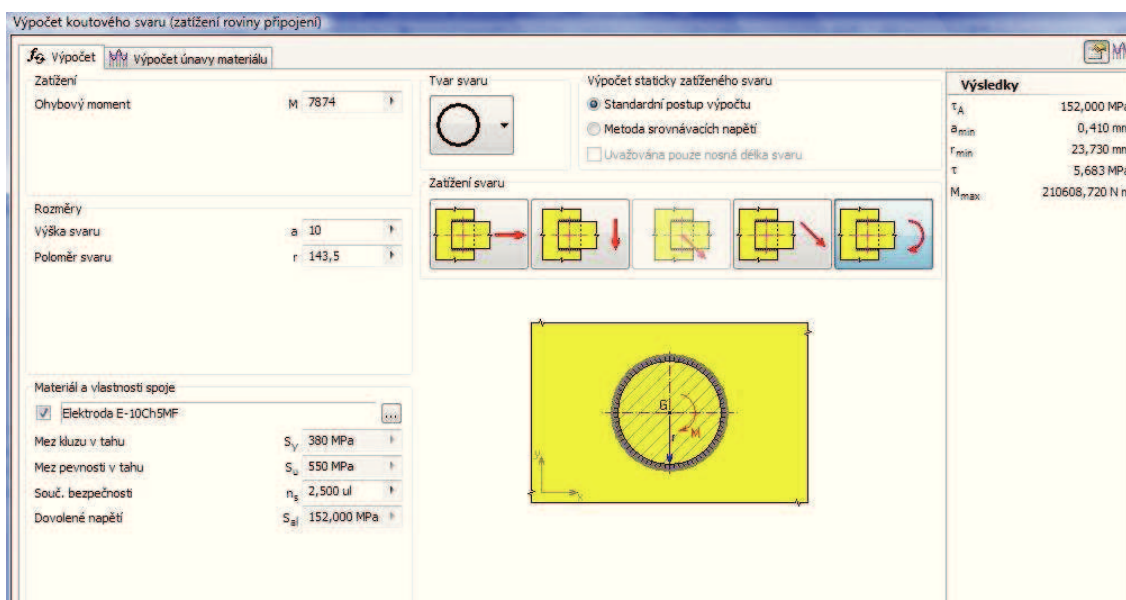
7.12 Finální návrh navíjecího bubnu

Schéma svařence bubnu je zobrazeno bez otvorů pro umístění ložisek. Svařenec je složen s několika částí jimiž jsou pravé čelo přípojně k elektromagnetické spojce, střední část vycházející z hrubého návrhu bubnu a levé čelo na němž je umístěna brzdná plocha pásové brzdy.



Obrázek 7.19 Řez finálním svařencem bubnu bez otvorů pro ložiska

7.13 Kontrola svarů bubnu [5]



Obrázek 7.20 Kontrola svarů na poloměru 143,5 mm

Výpočet koutového svaru (zatížení roviny připojení)

Zatížení
Ohybový moment M 7874

Rozměry
Výška svaru a 10
Poloměr svaru r 157,5

Materiál a vlastnosti spoje
☒ Elektroda E-10ChSMF
Mez kluzu v tahu S_y 380 MPa
Mez pevnosti v tahu S_u 550 MPa
Souč. bezpečnosti n_s 2,500 ul
Dovolené napětí S_{d1} 152,000 MPa

Tvar svaru
☒ Standardní postup výpočtu
☐ Metoda srovnávacích napětí
☐ Uvažována pouze nosná délka svaru

Zatížení svaru

Výsledky
 τ_A 152,000 MPa
 a_{min} 0,340 mm
 r_{min} 23,730 mm
 τ 4,746 MPa
 M_{max} 252191,350 N m

Obrázek 7.21 Kontrola svarů na poloměru 157,5 mm

Výpočet koutového svaru (zatížení roviny připojení)

Zatížení
Ohybový moment M 7874

Rozměry
Výška svaru a 2
Poloměr svaru r 210

Materiál a vlastnosti spoje
☒ Elektroda E-10ChSMF
Mez kluzu v tahu S_y 380 MPa
Mez pevnosti v tahu S_u 550 MPa
Souč. bezpečnosti n_s 2,500 ul
Dovolené napětí S_{d1} 152,000 MPa

Tvar svaru
☒ Standardní postup výpočtu
☐ Metoda srovnávacích napětí
☐ Uvažována pouze nosná délka svaru

Zatížení svaru

Výsledky
 τ_A 152,000 MPa
 a_{min} 0,190 mm
 r_{min} 63,220 mm
 τ 14,074 MPa
 M_{max} 85039,040 N m

Obrázek 7.22 Kontrola svarů na poloměru 210 mm

Dle výše uvedených kontrolních výpočtů svarů jsou všechny svary navíjecího bubnu vyhovující.

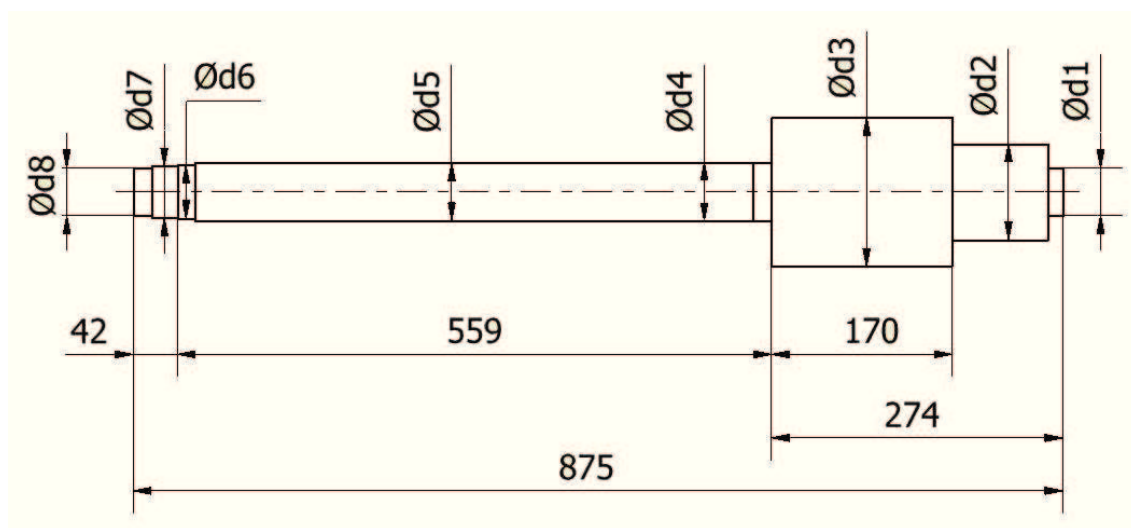
7.14 Konstrukční návrh hřídelí

Horní hřídel (z čelního pohledu sestavy)

Při konstruování horní hřídele máme několik omezujících parametrů jimiž jsou z důvodu montáže délkové rozměry hřídele. Tyto omezení jsou zobrazeny na obrázku 7.24 jako konkrétní čísla. Obecnou formou jsou rozměry, které budeme dimenzovat. Průměr $d1$ je prakticky nejmenší rozměr hřídele, jsou zde umístěny hlavní nosná ložiska. Průměr $d2$ je určen pro přenos kroutícího momentu ozubených kol, tento moment přenášíme pomocí spojení drážek s těsnými pery.

Na průměru $d3$ je nasazena elektromagnetická spojka. Průměr $d3$ je dán konstrukcí spojky, která splňuje specifikace přenášeného kroutícího momentu. Hrubý rozměr $d2$ počítám z pevnostní podmínky namáhání v krutu, dále ve výpočtu pokračuji dimenzováním pera a zpětné vazby se změnou průměru $d2$.

Ostatní průměry hřídele volím intuitivně. Model hrubého návrhu hřídele kontroluji pomocí generátoru hřídelí v aplikaci inventor 2011. Dle výsledků kontroly podle redukovaného napětí H_{MH}, přistupuji k optimalizaci rozměrů.



Obrázek 7.23 Hrubý návrh horního hřídele

Na výše uvedeném obrázku jsou uvedeny omezující rozměry, které se musejí v důsledku montáže zachovat. Ložiska jsou umístěna na průměrech $d1$, $d4$, $d6$, $d8$, návrh pera provádím na průměru $d2$. Ostatní rozměry volím libovolně v souladu s ohybovým napětím a montáží. Průměr $d3$ je roven 140 mm.

Návrh spojení těsným perem na průměru d_2 [7] [1]

$$\tau_k \leq \tau_{Dk} \quad (7.30)$$

$$\frac{M_{k3}}{W_k} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \leq \tau_D \quad (7.31)$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{k3}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \text{ [mm]}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7874 \cdot 10^3}{\pi \cdot 94,24}} = 75,2 \text{ [mm]}$$

kde τ_k napětí v krutu [MPa]

τ_{Dk} dovolené napětí v krutu [MPa]

d_2 průměr hřídele pro uložení ozubeného kola [mm]

$$\tau_{Dk} = \frac{0,577 \cdot R_e}{k_e} \quad (7.32)$$

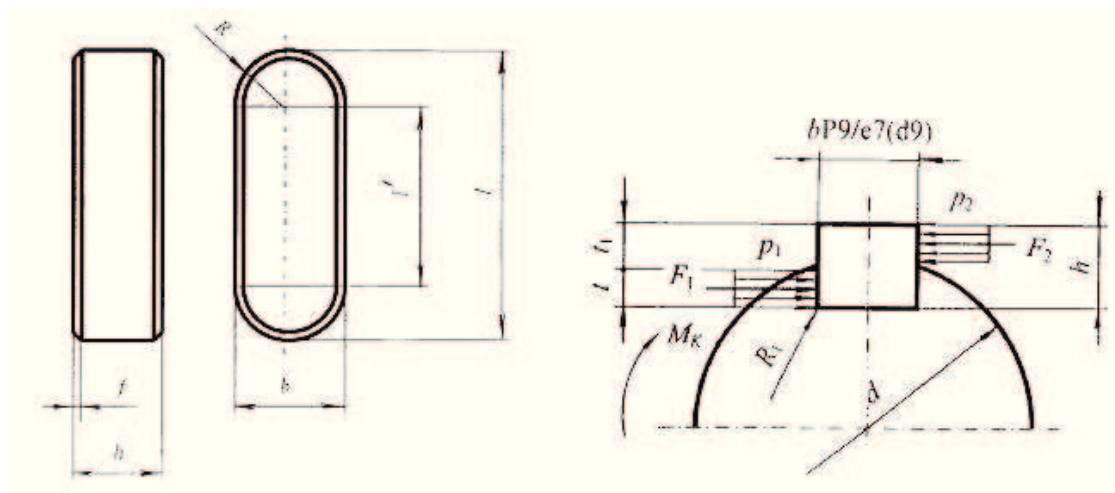
$$\tau_{Dk} = \frac{0,577 \cdot 245}{1,5} = 94,24 \text{ [MPa]}$$

kde k_e koeficient bezpečnosti hřídele [1]

Materiál volím konstrukční uhlíkovou ocel 11500, která má mez kluzu v tahu $R_e = 245$ MPa. Podle výše uvedených hodnot vyplývá, že nejmenší průměr hřídele je 76 mm. [12]

Návrh spojení těsným perem na průměru d_2 [14]

Dle normy ČSN 02 2562 volím normalizované spojení těsným perem. Jelikož nás omezuje délka válce, aplikujeme výpočet za zjištěním počtu per.



Obrázek 7.24 Působící síly a rozměry pera [14]

Průměr hřídele d_2 volím 130 [mm].

Rozměry těsného pera

$b = 36$ [mm], $h = 20$ [mm], $t = 12,3$ [mm], $t_1 = 7,7$ [mm]

Síla působící na drážku v náboji

$$F_{2p} = \frac{M_{k3}}{\frac{d_2}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad [\text{N}] \quad (7.33)$$

$$F_{2p} = \frac{7874}{\frac{0,13}{2} + \frac{0,0077}{2}} = 114364,56 \quad [\text{N}]$$

kde F_{2p} síla působící na drážku v náboji [N]

t_1 hloubka drážky v náboji [mm]

Účinná délka pera:

Potřebná délka pera l je 80 [mm].

Výpočet účinné délky pera

$$l' = l - b \quad [\text{mm}] \quad (7.34)$$

$$l' = 80 - 36 = 44 \quad [\text{mm}]$$

kde l' účinná délka pera [mm]

l potřebná délka pera [mm]

b šířka pera [mm]

Kontrola pera na otláčení

$$p_2 > p_1 \quad (7.35)$$

$$p_2 = \frac{F_{2p}}{l' \cdot t_1} \leq p_D \quad (7.36)$$

$$p_2 = \frac{114364,56}{0,044 \cdot 0,0077} = 337,56 \text{ [MPa]}$$

$$p_D = 120 \text{ [MPa]}$$

kde p_1tlak působící na drážku v hřídeli [MPa]

p_2tlak působící na drážku v náboji [MPa]

p_D dovolený tlak [MPa]

Počet per ve spojení

$$n_p = \frac{p_2}{p_D} = 2,8 \text{ [1]} \quad (7.37)$$

Volím 3 těsná pera.

$$p_1 = \frac{F_{1p}}{t \cdot l} \text{ [MPa]} \quad (7.38)$$

$$p_1 = \frac{133797,8}{0,0123 \cdot 0,08} = 135,97 \text{ [MPa]}$$

kde F_{1p} síla působící na drážku v hřídeli [N]

t hloubka drážky v hřídeli [mm]

$$F_{1p} = \frac{Mk_3}{\frac{d_2}{2} - \frac{t}{2}} \text{ [N]} \quad (7.39)$$

$$F_{1p} = \frac{7874}{\frac{0,13}{2} - \frac{0,0123}{2}} = 133797,8 \text{ [N]}$$

Kontrola pera na stříh

$$\tau_s \leq \tau_{DS} \quad (7.40)$$

$$F_s = \frac{M_{k3}}{\frac{d_2}{2}} \quad [\text{N}] \quad (7.41)$$

$$F_s = \frac{7874}{\frac{0,13}{2}} = 121138,46 \quad [\text{N}]$$

$$\frac{F_s}{l \cdot b \cdot n_p} \leq \tau_{DS} \quad (7.42)$$

$$\frac{121138,46}{0,080 \cdot 0,036 \cdot 3} \leq 30 \quad [\text{MPa}]$$

kde F_sstřížná síla [N]

τ_s napětí ve stříhu [MPa]

τ_{DS}dovolené napětí ve stříhu, $\tau_{ds} = 30$ [MPa]

$14,02 \leq 30$ [MPa]..... vyhovuje

PERO 36e7 \times 20 \times 80 ČSN 02 2562

Volba průměrů pro okrajová nosná ložiska $d1$, $d8$. Vybírám průměr větší než je minimální průměr hřídele vypočtený dle napětí v krutu. $d1 = d8 = 80$ [mm] dle těchto rozměrů volím jednořadá válečková ložiska LOŽISKO NU 216 ČSN 02 4670. [15]

Určení průměrů d4 až d7

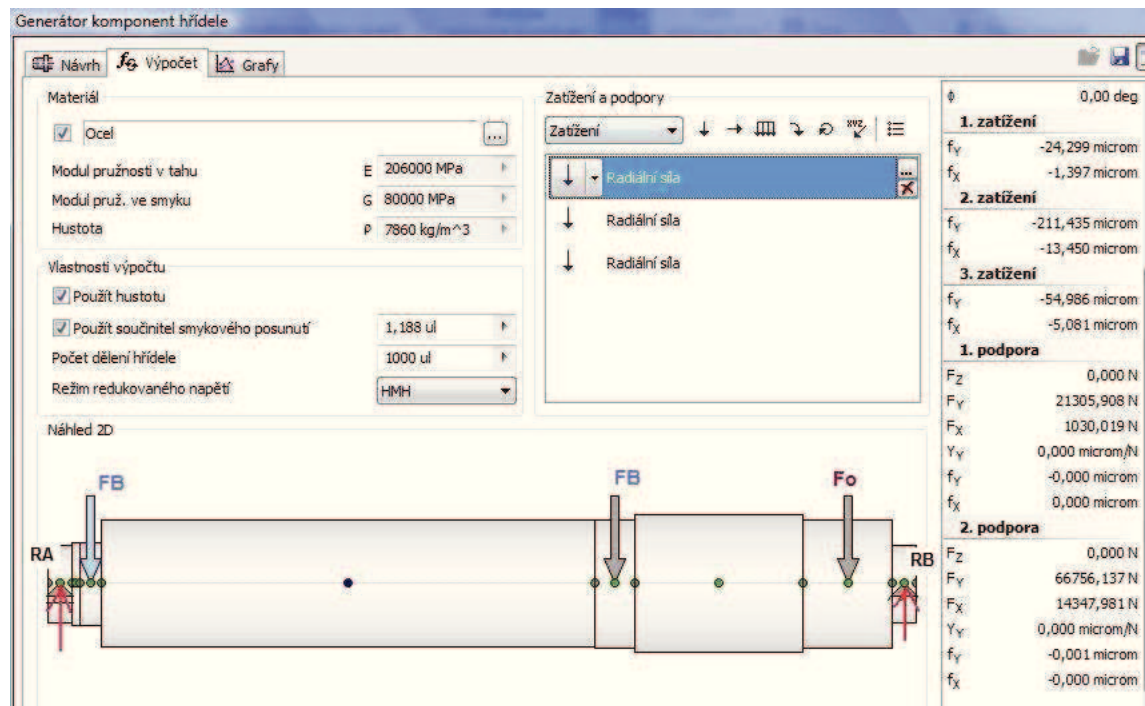
D4 = 130 [mm] – LOŽISKO NU 6226 ČSN 02 4670

D5 = 129 [mm]

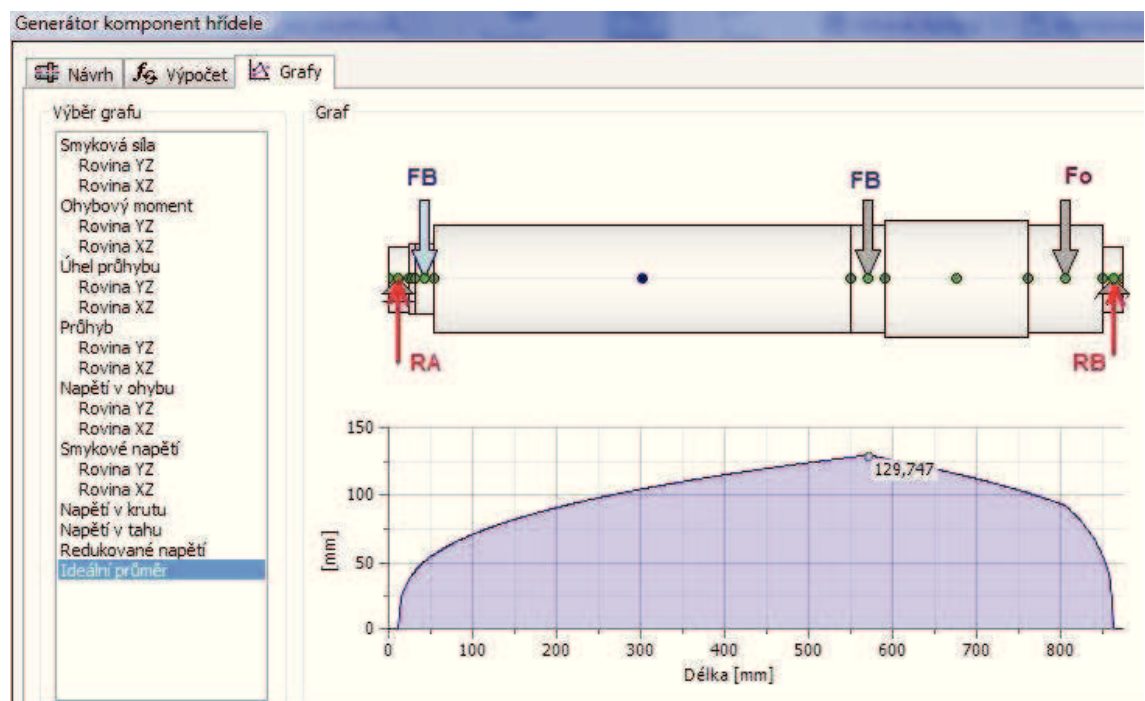
D6 = 85 [mm] – LOŽISKO NU 217 ČSN 02 4670

D7 = 84 [mm]

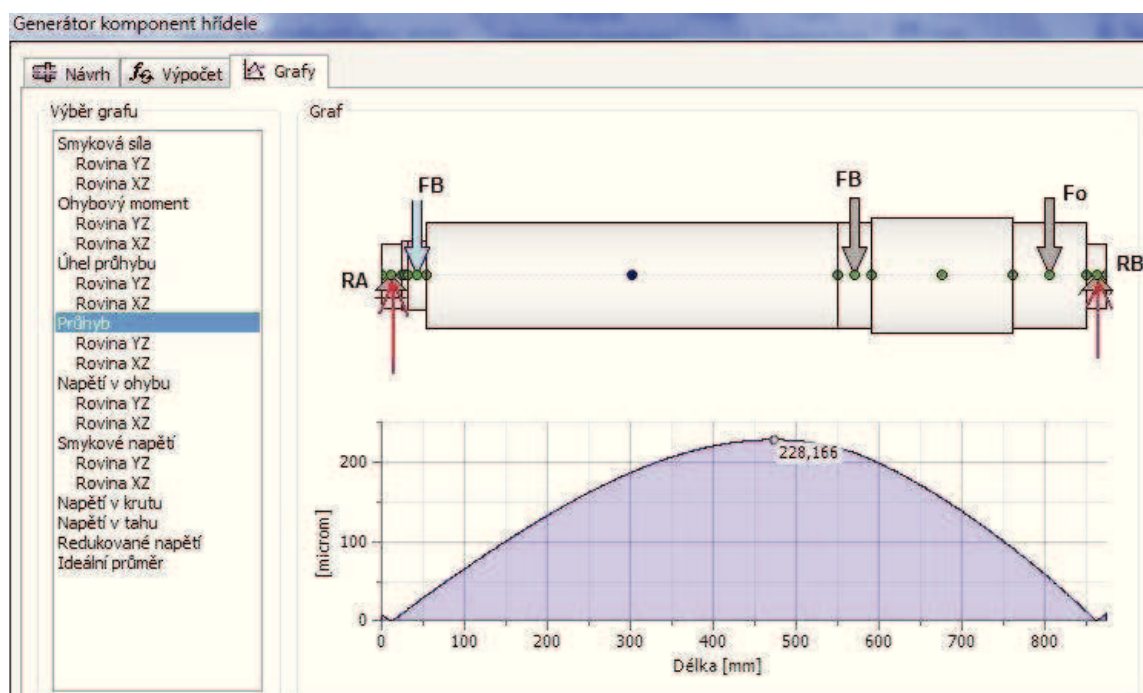
Kontrolní výpočet za pomoci generátoru hřídelů (program Autodesk inventor 2011)



Obrázek 7.25 Vypočítané reakce RA a RB horního hřídele



Obrázek 7.26 Ideální průměr horního hřídele



Obrázek 7.27 Největší průhyb horního hřídele

7.15 Kontrola ložisek [4]

Volím ložiska v místech reakcí RA a RB

Základní údaje ložisek

LOŽISKO NU 216 ČSN 02 4670

$d_l = 80$ [mm], $D_l = 140$ [mm], $B_l = 26$ [mm], $C = 91\,500$ [N], $Co = 64\,000$ [N]

Výpočet reakcí v místě B:

Reakce počítám generátorem hřídelí viz. obrázek č. 7.26

$$F_{rB} = 66\,756,137 \text{ [N]}$$

Jelikož jsou obě ložiska stejné velikosti a typu, kontroluji pouze místo s větší hodnotou radiálního zatížení.

Dynamická únosnost ložiska RB:

$$X = 0,5 ; Y = 0,22 \cdot \text{ctg} \alpha \quad [1]$$

$$P_r^B = F_r^B \cdot X + F_a^B \cdot Y \quad [\text{N}] \quad (7.43)$$

$$P_r^B = 66756,14 \cdot 0,5 + 0 \cdot 0 = 33378,07 \quad [\text{N}]$$

kde xsoučinitel radiálního zatížení [1]

ysoučinitel axiálního zatížení [1]

P_{rB} ekvivalentní dynamické zatížení v bodě B [N]

F_{rB}radiální síla v bodě B [N]

Trvanlivost ložiska v místě B:

$$L_{10h}^B = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_r^B} \right)^p \quad [\text{hod}] \quad (7.44)$$

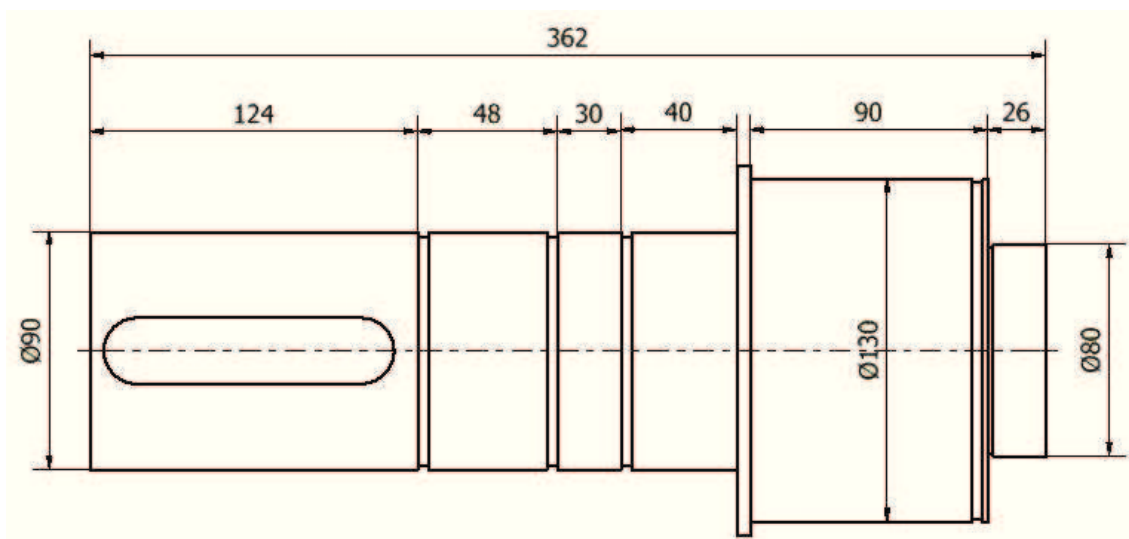
$$L_{10h}^B = \frac{10^6}{60 \cdot 60,64} \cdot \left(\frac{91500}{33378,07} \right)^{\frac{10}{3}} = 7924,2 \quad [\text{hod}]$$

p = pro ložiska s čárovým stykem $10/3$ [1]

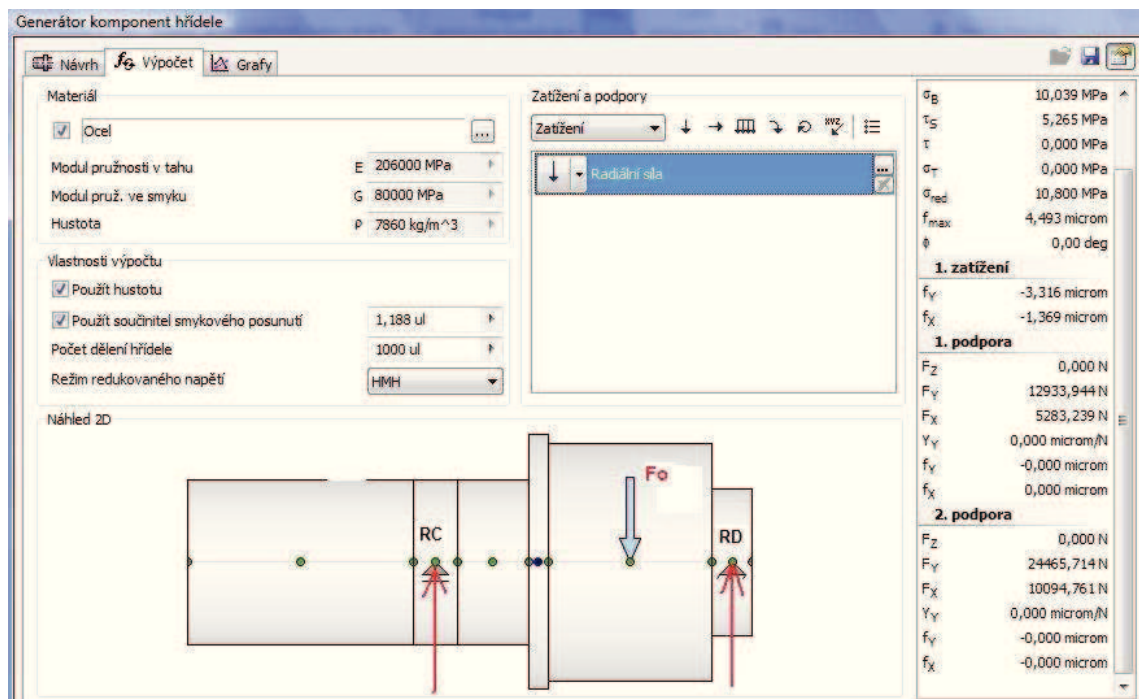
kde cdynamická únosnost ložiska [N]

L_{10h}^B trvanlivost ložiska v bodě B [hod]

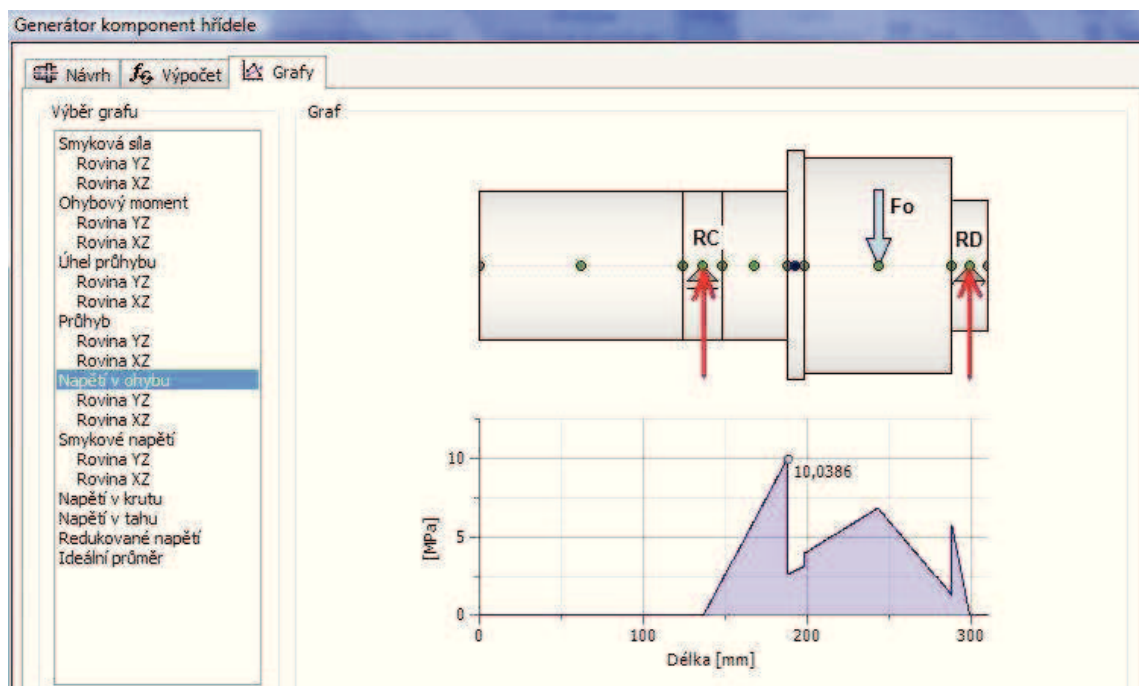
Dolní hřídel (z čelního pohledu sestavy)



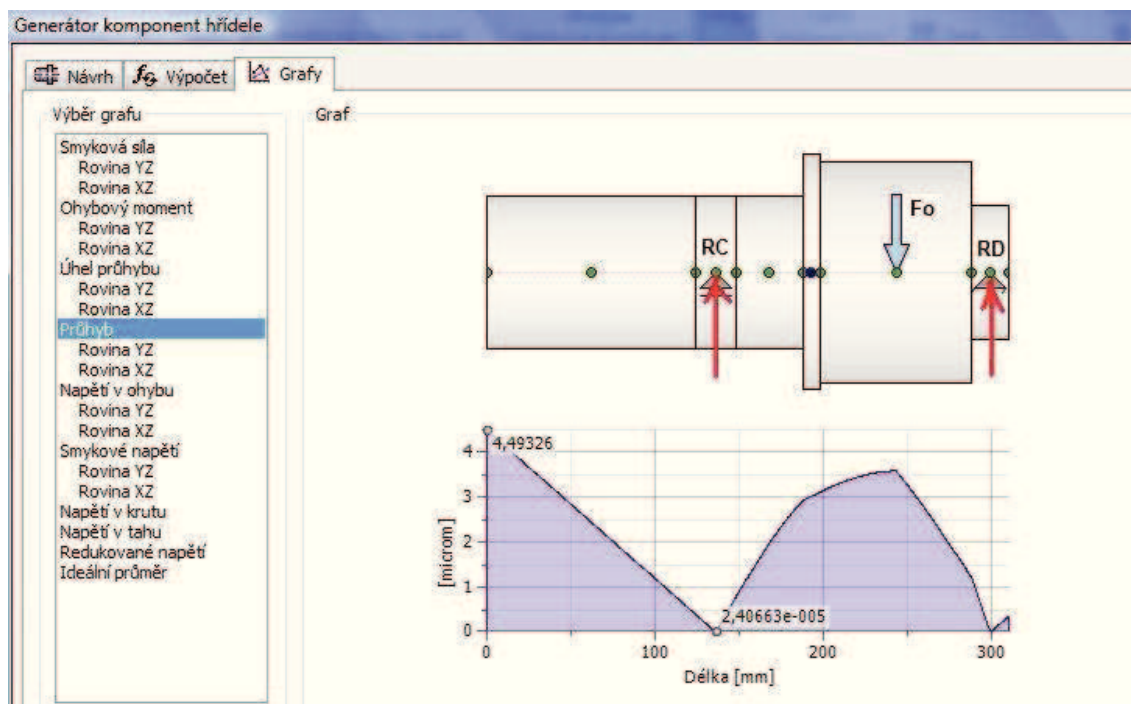
Obrázek 7.28 Hrubý návrh dolního hřídele



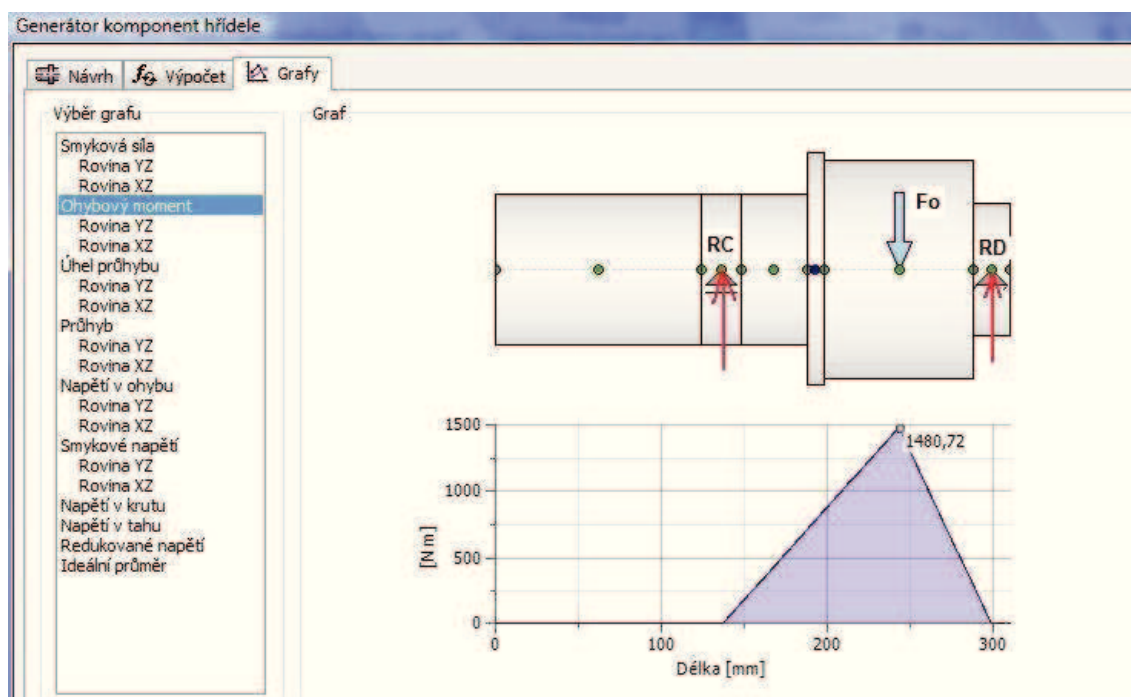
Obrázek 7.29 Vypočítané reakce RC a RD



Obrázek 7.30 Napětí v ohybu dolní hřídel



Obrázek 7.31 Největší průhyb dolního hřídele



Obrázek 7.32 Maximální ohybový moment dolní hřídel

7.16 Kontrola ložisek [4]

Volím ložiska v místech reakcí RC RD

Základní údaje ložisek [15]

RC LOŽISKO NU 216 ČSN 02 4670

dl = 90 [mm], Dl = 160 [mm], Bl=30 [mm], C = 127 000 [N], Co = 91 500 [N]

RD LOŽISKO NU 216 ČSN 02 4670

dl = 80 [mm], Dl = 140 [mm], Bl=26 [mm], C = 91 500 [N], Co = 64 000 [N]

Výpočet reakcí v místě C a D:

Reakce počítám generátorem hřídelí viz. obrázek č. 7.30

 $F_{RC} = 12\,933$ [N], $F_{RD} = 24\,465$ [N]**Dynamická únosnost ložiska RC:**

$$X = 0,5 ; Y = 0,22 \cdot \text{ctg} \alpha \quad [1]$$

$$P_r^C = F_r^C \cdot X + F_a^C \cdot Y \quad [\text{N}] \quad (7.45)$$

$$P_r^C = 12933 \cdot 0,5 + 0 \cdot 0 = 6466,5 \quad [\text{N}]$$

kde P_{rC} ekvivalentní dynamické zatížení v bodě C [N] F_{rC}radiální síla v bodě C [N]**Trvanlivost ložiska v místě C:**

$$L_{10h}^C = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_r^C} \right)^p \quad [\text{hod}] \quad (7.46)$$

$$L_{10h}^C = \frac{10^6}{60 \cdot 60,64} \cdot \left(\frac{127000}{6466,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 5617430 \quad [\text{hod}]$$

kde L_{10h}^C trvanlivost ložiska v bodě C [hod]**Dynamická únosnost ložiska RD:**

$$X = 0,5 ; Y = 0,22 \cdot \text{ctg} \alpha \quad [1]$$

$$P_r^D = F_r^D \cdot X + F_a^D \cdot Y \quad [\text{N}] \quad (7.47)$$

$$P_r^D = 24465,0,5 + 0 \cdot 0 = 12232,5 \quad [\text{N}]$$

kde P_{rD} ekvivalentní dynamické zatížení v bodě D [N]

F_{rD}radiální síla v bodě D [N]

Trvanlivost ložiska v místě D:

$$L_{10h}^D = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_r^D} \right)^p \quad [\text{hod}] \quad (7.48)$$

$$L_{10h}^D = \frac{10^6}{60 \cdot 60,64} \cdot \left(\frac{91500}{12232,5} \right)^{\frac{10}{3}} = 224962 \quad [\text{hod}]$$

kde L_{10h}^Dtrvanlivost ložiska v bodě D [hod]

8. ZÁVĚR

V bakalářské práci jsem se zabýval problematikou přibližování dřeva. Cílem bylo navrhnout lanový naviják pro přibližování dřeva.

Nejprve jsem popsal historii stahování a přepravy dřeva, kde jsem se vývojem propracoval až k dnešním speciálním traktorů a lanovým navijáků. Poté jsem se začal zabírat stavební strukturou navijáku a udělal jsem si krátký rozbor druhů součástí, které by mohl naviják obsahovat.

Po stanovení orgánové struktury jsem přistoupil k výpočtům jednotlivých prvků. Nejprve jsem si vybral z katalogu vhodné tažné ocelové lano, které jsem podrobil kontrolním výpočtům. Z průměru lana se dále vycházelo při dimenzování kladek a navíjecího bubnu. Jako způsob uchycení lana k bubnu jsem zvolil speciální příložky.

Pro volbu a konstruování dalších součástí struktury, jsem si musel vypočítat hlavní kinematicko dynamické parametry celkového mechanismu navijáku. V návaznosti na tyto parametry jsem vybral z katalogu převodovku a spojky. Jelikož jsem potřeboval spojky na něco umístit, tak jsem si na dimenzoval nosné hřídele (horní a dolní). Tyto nám slouží nejenom jako nosné hřídele těchto elementů, ale i jako přenosný prvek kroutícího momentu a otáček.

Pro zvýšení bezpečnosti navijáku jsem navrhl pásovou brzdu s brzdou plochou na osazení navíjecího bubnu. Z toho vyplývá, že buben je svařen z několika součástí. Pro nosné hřídele jsem vybral korektní válečková ložiska, která budou umístěna do ložiskových domků. Tím to spojením docílíme uchycení celého vnitřního mechanismu na svařovanou konstrukci navijáku. Naviják je pokryt ochrannými plechy.

V závěrečné části práce jsem provedl kontrolu svarů bubnu, kontrolu ložisek. Vlivem volby materiálů jednotlivých součástí je v porovnání se sériově vyráběnými navijáky větších rozměrů, bytelnější konstrukce a s tím souvisí větší hmotnost navijáku. Proto bych ho doporučil jako nástavbu pro traktory větších a středních rozměrů. Navržený naviják má individuální užití pro sezónní práci v lese.

9. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
- [2] DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava: Montanex, 1999, 722s. ISBN 80-85780-95-x
- [3] KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava: Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
- [4] MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
- [5] NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
- [6] POHONY.CZ [online]. [cit.2011-02-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.pohony.cz/cze/products.php?category=2>>.
- [7] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, části pohonů strojů*. První vydání Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2010, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [8] BOROŠKA, J.; HULÍN, J.; LESŇÁK, O. *Ocelové laná*. První vydání Bratislava: Alfa, 1982, 480 s. MDT 621.85.654
- [9] REMTA, F.; KUPKA, L. a kol. *Jeřáby, 1.díl*. Druhé vydání Praha: SNTL, 1974, 648 s. L13-B3-III-41\22274\V
- [10] REMTA, F.; KUPKA, L. a kol. *Jeřáby, 2.díl*. Druhé vydání Praha: SNTL, 1975, 568 s. L13-B3-III-41\22275
- [11] REMTA, F.; KUPKA, L. a kol. *Jeřáby, 3.díl*. První vydání Praha: SNTL, 1961, 412 s. L13-B3-4-II\2296

- [12] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*, Čtvrté vydání Praha: Albra, 2008, 915 s. ISBN 978-80-7361-051-7
- [13] SHIGLEY J.E.; MISCHKE, CH.R.; BUDYNAS, R.G. *Mechanical Engineering design*, Sedmé vydání Columbus: The McGraw-Hill Companies, 2004, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [14] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj* [online]. 2003 [cit. 2011-05-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>>.
- [15] SKF: *Válečková ložiska* [online]. [cit. 2011-05-22]. Dostupný z WWW: < http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259693&lang=cs >.
- [16] ZDB: *Ocelová lana* [online]. [cit. 2011-05-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.ocelova-lana.cz/produkty-cz/cid15categoryvalcovana-lana.xhtml>>.
- [17] STROMAG: *Kuželové převodovky* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. Dostupný z WWW: <<http://stromag.sk/userfiles/prevodovka-paramax9000.pdf>>.
- [18] TAJFUN: *Lanový naviják* [online]. [cit. 2011-02-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.agriimport.cz/soubory/FARMI%20lanove%20navijaky-prospekt.pdf>>.
- [19] STROMAG: *Spojky* [online]. [cit. 2011-02-22]. Dostupný z WWW: <[http://www.stromag.cz/cs/f/stromag_cs/p/Lamelov%C3%A9,%20jednokotou%C4%8Dov%C3%A9%20spojky\(brzdy\),%20zubov%C3%A9%20spojky/Elektromag.%20lamelov%C3%A9%20spojky,brzdy.pdf](http://www.stromag.cz/cs/f/stromag_cs/p/Lamelov%C3%A9,%20jednokotou%C4%8Dov%C3%A9%20spojky(brzdy),%20zubov%C3%A9%20spojky/Elektromag.%20lamelov%C3%A9%20spojky,brzdy.pdf)>.
- [20] PÁSOVÁ BRZDA [online]. [cit. 2011-02-22]. Dostupný z WWW: <http://sps.watzke.cz/dl/mat/sps/14_brzdy-musil.pdf>.

- [21] STROJEVLESE.CZ [online]. [cit. 2011-02-22]. Dostupný z WWW:
<http://www.strojevlese.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=374:historie-soustredovani-drivi&catid=34:uvod>.
- [22] ZETOR.CZ [online]. [cit. 2011-02-22]. Dostupný z WWW:
<<http://www.zetor.cz/zetor-proxima-power>>.
- [23] LKTTRSTENÁ.SK [online]. [cit. 2011-02-22]. Dostupný z WWW:
<<http://www.lkttrstena.sk/index.php?mode=fotogaleria&lang=sk&show=action&produkt=lkt-82>>.

POUŽITÉ PROGRAMY

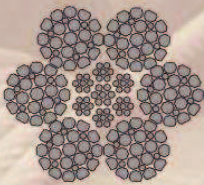
- 1) Autodesk Inventor Professional 2011

SEZNAM PŘÍLOH

1. Ocelové lano
2. Výběr typu převodovky 1
3. Výběr typu převodovky 2
4. Parametry převodovky
5. Schéma převodovky čelní pohled
6. Schéma převodovky boční pohled
7. Výstupní hřídel převodovky
8. Přírubová spojka schéma
9. Přírubová spojka rozměry
10. Elektromagnetická spojka
11. Výkres sestavy: Naviják – sestava, číslo sestavy KYS – 2011 – 00
12. Výrobní výkres: Kladka, číslo výkresu KYS – 2011 – 01
13. Vypracování bakalářské práce na CD nosiči

PŘÍLOHY

Příloha č. 1



6 x 25 Filler - IWRC Compacted

Construction 1-6-6F+12

Nominal diameter [mm]	Approximate mass [kg/m]	Nominal breaking load at nominal tensile strength of wires			Minimum breaking load at nominal tensile strength of wires		
		1770 MPa [kN]	1960 MPa [kN]	2160 MPa [kN]	1770 MPa [kN]	1960 MPa [kN]	2160 MPa [kN]
14	0.907	183,0	202,6	223,3	148	164	179
16	1,16	233,7	258,8	285,2	189	210	228
18	1,48	299,0	331,1	364,9	242	268	292
20	1,81	364,9	404,1	445,3	296	327	356
22	2,18	441,1	488,5	538,3	357	396	431
24	2,63	530,3	587,2	647,2	430	476	518
25	2,90	585,8	648,6	714,8	474	525	572
26	3,15	635,3	703,5	775,3	515	570	620
28	3,69	744,4	824,3	908,4	603	668	727
30	4,25	857,3	949,4		694	769	
32	4,75	959,4	1062,4		777	861	
34	5,33	1076,3	1191,9		872	965	
36	5,91	1194,1	1322,3		967	1071	
38	6,62	1335,9	1479,3		1082	1198	
40	7,29	1472,5			1193		
42	8,00	1615,4			1308		

more details available on call

Příloha č. 2

Nomenclature

P



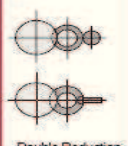


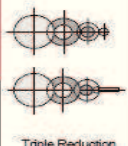

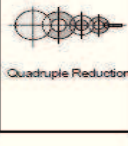
H

A

9035

R

2

Series	Mounting	Housing	Size	Torque kNm	Shaft Position	Number of Gear Stages
P	H  Horizontal	A Monoblock	9015	2.6	R  Right Angle	2  Double Reduction
			9025	4.2		
			9030	6.4		
			9035	8.5		
			9040	10.1		
			9050	15.3		
	V  Vertical	D Split	9055	19.9	P  Parallel	3  Triple Reduction
			9060	24.4		
			9070	38.2		
			9075	47.8		
			9080	58.5		
			9085	73.1		
	W  Upright		9090	85.9		4  Quadruple Reduction
			9095	101		
			9100	122		
			9105	144		
		9110	174			
		9115	207			
		9118	280			
		9121	301			
		9126	351			
		9128	420			
		9131	473			
		9136	552			

1. For shaft arrangement, refer to the dimension sheets.


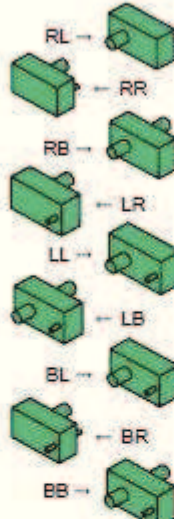
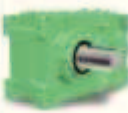



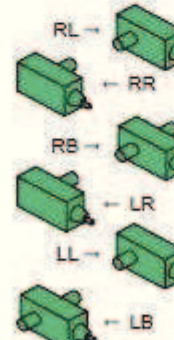




2. Consult us for reduction ratios smaller than 6.3.

C - 4

PARAMAX®9000

Nomenclature

W — RL — 9

Mounting for Upright	Shaft Arrangement	Slow Speed Shaft	Fan	Nominal Ratio	
(Blank) 		 Solid Shaft	(Blank)   Without fan	Right Angle Shaft	
				6.3	56
				7.1	63
				8	71
				9	80
				10	90
				11.2	100
				12.5	112
				14	125
				16	140
				18	160
				20	180
				22.4	200
W  Wall Mount (Upright Mounting)		 Hollow Shaft (Shrink Disk Type)	F   With fan	Parallel Shaft	
				6.3	56
				7.1	63
				8	71
				9	80
				10	90
				11.2	100
				12.5	112
				14	125
				16	140
				18	160
				20	180
				22.4	200
				25	224
28				250	
31.5				280	
35.5				315	
40				355	
45				400	
50				450	
56				500	
K  Hollow Shaft (Key Type)				28	250
				31.5	280
				35.5	315
				40	355
				45	400
				50	450
				56	500

PARAMAX®9000

SELECTION

Right Angle Shaft Double Reduction

Nominal Reduction Ratio 9 ▶ 11.2

MECHANICAL POWER RATING (kW)

Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed min	L.Speed Shaft Speed min	Size of Reducer													
			9015	9025	9030	9035	9040	9050	9055	9060	9070	9075	9080	9085	9090	9095
9	Exact Reduction Ratio		9.125	9.192	8.750	8.861	8.875	9.250	8.938	9.176	9.056	8.597	9.034			9.000
	1800	200	49	76	126	152	188	280	334	443	704	798	1070			1650
	1500	167	41	63	105	127	158	234	279	371	590	667	897			1360
	1200	133	33	51	85	102	127	188	224	298	474	535	722			1120
	1000	111	28.0	42	71	85	106	158	187	250	397	447	605			964
	900	100	25.3	38	64	76	95	142	168	225	368	403	546			882
	750	83	21.1	31	53	54	80	119	141	188	300	337	457			756
10	Exact Reduction Ratio		10.040	9.899	10.303	10.118	10.171	10.000	10.125	9.995	10.125	10.007	9.882	9.982		9.765
	1800	180	43	72	111	143	161	278	351	434	677	810	1000	1150		1460
	1500	150	36	60	92	119	134	232	297	362	567	713	863	1010		1280
	1200	120	29.1	48	74	95	107	187	237	289	456	577	695	867		1060
	1000	100	24.3	40	62	79	89	155	198	241	382	482	582	736		911
	900	90	21.9	36	55	71	80	141	175	217	344	435	525	653		834
	750	75	18.2	30	46	59	67	118	145	181	288	363	439	553		716
11.2	Exact Reduction Ratio		11.614	11.299	11.106	11.000	11.006	11.368	11.375	11.647	11.345	11.229	10.900	10.961		11.382
	1800	161	39	63	100	133	145	229	293	351	565	747	892	1120		1230
	1500	134	33	52	83	111	121	191	245	294	473	626	748	938		1050
	1200	107	26.5	42	67	89	97	164	197	236	381	504	602	756		877
	1000	89	22.1	35	56	75	81	129	155	198	319	421	504	633		762
	900	80	19.9	31	50	67	73	116	149	178	287	380	454	571		688
	750	67	16.7	25.6	42	56	61	97	124	149	240	316	380	478		590
Dimension Tables:	Horizontal		C-50	C-50	C-50	C-50	C-50	C-50	C-50	C-50	C-52	C-52	C-52	C-52	C-52	C-54
	Vertical		C-76	C-76	C-76	C-76	C-76	C-76	C-76	C-76	C-78	C-78	C-78	C-78	C-78	-
	Upright		C-92	C-92	C-92	C-92	C-92	C-92	C-92	C-94	C-94	C-94	C-94	C-94	C-94	-

THERMAL POWER RATING (kW)

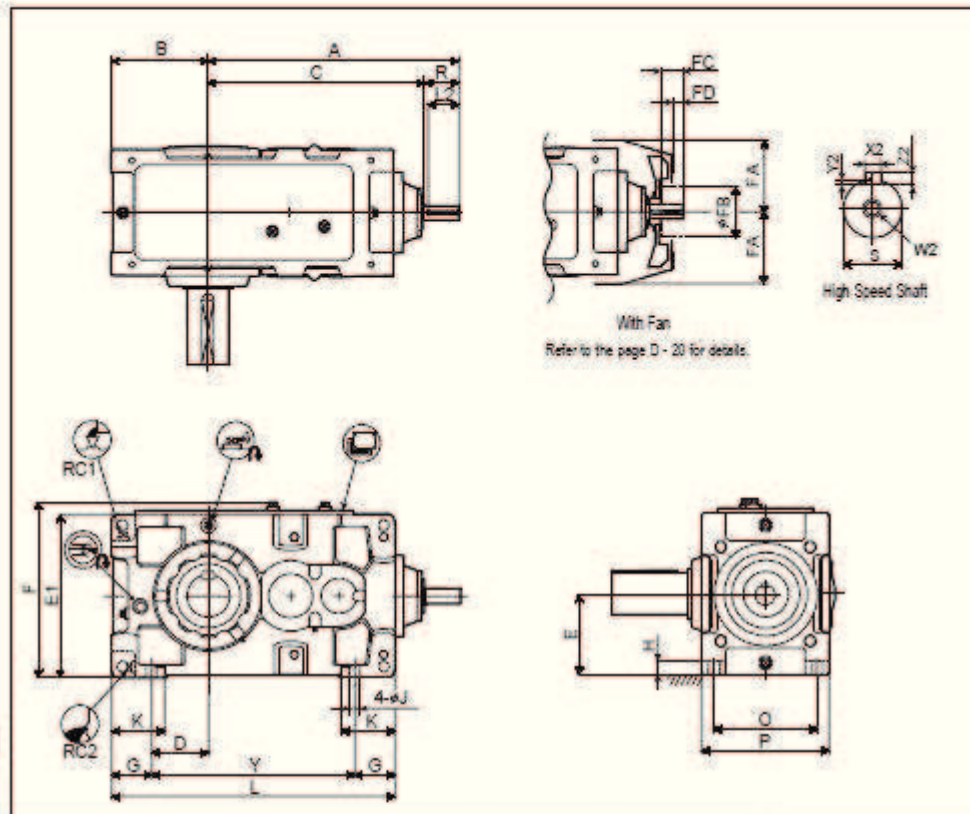
Nominal Reduction Ratio	H.Speed Shaft Speed min	Number of Cooling Pairs	Size of Reducer													
			9015	9025	9030	9035	9040	9050	9055	9060	9070	9075	9080	9085	9090	9095
Double Reduction Horizontal Type	1800	-	27	36	44	56	69	78	99	109	142	173	164	203		490
		-	67	96	118	156	205	227	290	337	382	467	577	715		200
	1500	-	27	36	46	58	71	82	105	116	153	188	183	226		538
		-	59	86	109	144	187	214	274	319	368	452	575	708		220
	1200	-	26	36	46	59	71	84	108	120	160	198	195	242		525
		-	52	76	98	129	166	195	250	292	341	422	543	673		210
9 ▼ 11.2	1000	-	26	36	46	58	70	84	108	120	161	200	199	248		444
		-	44	66	85	113	145	173	222	260	305	379	491	610		210
	900	-	25	34	45	57	69	84	108	119	161	200	200	249		425
		-	41	62	81	107	137	164	211	247	291	363	471	586		190
	750	-	24	33	44	56	68	82	105	117	158	198	198	247		350
		-	36	54	71	95	120	146	188	221	261	326	425	531		
Double Reduction Vertical Type	1800	-	27	36	44	56	69	78	99	109	142	173	164	203		
		-	67	96	118	156	205	227	290	337	382	467	577	715		
	1500	-	27	36	46	58	71	82	105	116	153	188	183	226		
		-	59	86	109	144	187	214	274	319	368	452	575	708		
	1200	-	26	36	46	59	71	84	108	120	160	198	195	242		
		-	52	76	98	129	166	195	250	292	341	422	543	673		
9 ▼ 11.2	1000	-	26	36	46	58	70	84	108	120	161	200	199	248		
		-	44	66	85	113	145	173	222	260	305	379	491	610		
	900	-	25	34	45	57	69	84	108	119	161	200	200	249		
		-	41	62	81	107	137	164	211	247	291	363	471	586		
	750	-	24	33	44	56	68	82	105	117	158	198	198	247		
		-	36	54	71	95	120	146	188	221	261	326	425	531		
Double Reduction Upright Type	1800	-	22	29	35	45	55	62	79	87	113	138	131	163		
		-	53	76	95	125	164	182	232	270	306	373	461	572		
	1500	-	22	29	37	46	57	68	84	93	123	151	147	181		
		-	47	69	87	115	150	171	219	255	295	362	460	567		
	1200	-	21	28	37	47	57	68	86	96	128	158	156	194		
		-	41	61	78	104	133	156	200	234	273	338	434	538		
9 ▼ 11.2	1000	-	20	28	36	46	56	67	87	96	129	160	159	198		
		-	35	52	68	91	116	138	178	206	244	303	392	498		
	900	-	20	28	36	46	55	67	86	96	129	160	160	199		
		-	33	49	64	86	109	131	168	198	233	290	377	469		
	750	-	19	26	35	45	53	65	84	94	127	155	158	198		
		-	29	43	57	76	96	117	151	176	209	261	340	425		

C - 14 PARAMAX® 9000

DIMENSIONS

Right Angle Shaft Double Reduction Horizontal Mounting

9015 ▶ 9055



With Fan
Refer to the page D - 20 for details.

Speed
Reducers

Selection
Tables

Dimension
Tables

Size	A	B	C	D	E	E1	F	G	H	J	K	L	O	P	Y
9015	507	160	427	90	136	270	299	70	22	15	95	440	170	205	300
9025	545	175	465	95	155	310	339	80	25	19	110	505	195	235	345
9030	645	200	535	110	160	320	349	90	28	24	120	590	215	265	410
9035	676	219	566	129	185	370	399	90	28	24	120	640	215	265	460
9040	705	235	595	120	200	400	431	115	30	28	150	665	285	315	455
9050	755	255	645	136.5	210	420	451	116.5	32	28	150	775	285	345	542
9055	794	286	684	171	245	490	521	115	32	28	150	845	285	345	615

Size	High Speed Shaft								Fan				RC1	RC2	Wt. kg	Oil Qty. L
	R	S	W2/Depth	Key				FA	FB	FC	FD					
				X2	Y2	Z2	L2									
9015	80	28k6	M12/28	6	4	7	70	125	125	50	30	3/4"	3/4"	95	5	
9025	80	35k6	M12/28	10	5	8	70	135	140	50	30	3/4"	3/4"	140	7	
9030	110	40k6	M16/36	14	5.5	9	95	150	140	80	52	3/4"	3/4"	205	10	
9035	110	40k6	M16/36	14	5.5	9	95	150	140	80	52	3/4"	3/4"	225	12	
9040	110	45k6	M16/36	14	5.5	9	95	170	160	80	52	1"	1"	305	16	
9050	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	190	160	80	52	1"	1"	435	21	
9055	110	50k6	M16/36	14	5.5	9	95	190	160	80	52	1"	1"	495	28	

Units:mm

1 Key and keyways are based on ISO R773-1969 Close key/ISO B1301-1995 Parallel key in tapering type

4. Refer to the page D - 24 for the dimension of optional parts.

2 The oil quantity is approximate. Oil shall be supplied within the range shown on the oil gauge

3. Refer to the page D - 12 for dimensions not shown in these drawings.

Right Angle Shaft Double Reduction Horizontal Mounting

9015 ▶ 9055

Slow Speed Shaft

Solid Shaft

Hollow Shaft (Shrink Disk Type)

Refer to the page D-18 for details.

Hollow Shaft (Key Type)

Refer to the page D-19 for details.

PARAMAX
 9015
 9055
 Right Angle
 Double
 Reduction

Size	Solid Shaft						Key				Hollow Shaft (Shrink Disk Type)					Hollow Shaft (Key Type)			
	TU1	T1	U1	V1	W1/Depth	X1	Y1	Z1	L1	TU2	T2	U2	V2	V3	TU4	T4	U4	V4	
9015	245	135	110	58m6	M20/42	16	7	11	95	328	193	135	63	60	270	135	135	55	
9025	285	145	140	70m6	M20/42	20	7.5	12	125	358	213	145	73	70	300	150	150	65	
9030	330	160	170	80m6	M20/42	22	9	14	150	393	233	160	83	80	330	165	165	75	
9035	330	160	170	90m6	M20/42	25	9	14	150	403	243	160	88	85	330	165	165	85	
9040	349	179	170	95m6	M24/50	25	9	14	150	448	266	180	98	95	360	180	180	90	
9050	411	201	210	110m6	M24/50	28	10	16	190	503	303	200	108	105	410	205	205	105	
9055	411	201	210	120m6	M24/50	32	11	16	195	528	323	205	123	120	410	205	205	115	

Units:mm

Standard Shaft Arrangement Configuration

RL

RR

RB

LR

LL

LB

Nomenclature

P H A Size R 2 - Shaft Arrangement Low Speed Shaft Type Fan Nominal Reduction Ratio

9015
9025
9030
9035
9040
9050
9055

RL
RR
RB
LR
LL
LB

(blank) - Without Fan
F - With Fan

 (blank) - Solid Shaft
T - Hollow shaft (Shrink Disk type)
K - Hollow shaft (Key type)

Size	Nominal Reduction Ratio															
	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1	9:1	10:1	12:1	14:1	16:1	18:1	20:1	25:1	30:1	
9015	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
9025	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
9030	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
9035	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
9040	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
9050	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
9055	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12

Air Breather
 Air Vent
 Oil Fill
 Drip Plug
 Dip Stick
 Oil Gauge
 Inspection Oil Pump Cover
 Backstop (Option)
 Opposite Side

Sumitomo Heavy Industries, Ltd.
<http://www.shi.co.jp/pdc>
 PARAMAX®9000 C - 51

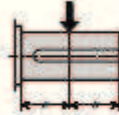
58

SELECTION

Allowable Radial and Axial Loads on Slow Speed (kN)

Right Angle Shaft

Allowable Radial Load



Sheet1

Applicable to configurations : Double Reduction RL/LR

	L.Speed Shaft Speed rpm	Size of Reducer															
		9015	9025	9030	9035	9045	9050	9055	9060	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100	9105
Standard bearing model	250	12.8	22.1	17.7	29.4	38.7	37.8	46.6	39.7	44.1	109.9	76.5	112.8	100.1	137.8	139.8	192.3
	160	14.7	34.0	20.1	31.4	41.2	39.7	48.1	41.7	46.1	110.4	85.8	113.3	108.9	145.7	157.5	200.6
	100	16.2	23.5	25.0	37.8	49.1	47.1	53.5	47.6	54.4	119.2	99.1	127.0	122.1	147.6	166.3	183.9
	63	16.2	23.1	29.9	42.2	56.4	55.9	62.3	58.9	66.2	146.7	126.8	156.0	129.6	143.7	165.3	178.1
	40	16.2	23.1	36.3	42.2	66.7	67.2	75.0	71.1	79.0	178.1	157.9	197.2	125.1	137.8	164.8	173.6
	<25	15.7	23.1	42.2	41.2	80.4	79.0	90.3	86.8	99.1	218.8	206.0	236.9	122.6	135.4	163.3	167.3
Heavy duty bearing model	250								71.1	70.1	155.5	122.6	158.9	141.8	158.9	181.0	213.9
	160								78.0	77.5	168.9	137.3	162.4	132.4	151.6	174.6	200.6
	100								81.4	82.2	171.7	149.5	175.5	127.0	147.6	166.8	183.9
	63								81.4	114.8	206.5	149.1	214.8	126.6	143.7	165.8	178.1
	40								81.4	117.7	231.5	146.8	236.9	125.1	137.8	165.3	173.6
	<25								81.4	117.7	231.5	147.2	236.9	122.6	135.4	163.8	167.3

Sheet2

Applicable to configurations : Double Reduction RL/LR

	L.Speed Shaft Speed rpm	Size of Reducer															
		9015	9025	9030	9035	9045	9050	9055	9060	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100	9105
Standard bearing model	250	8.3	15.2	9.8	21.6	28.4	22.6	31.4	15.7	17.2	36.8	43.7	80.4	55.4	97.5	80.4	131.5
	160	9.8	18.6	12.3	23.1	29.4	24.0	31.4	18.1	17.7	35.3	62.5	79.5	64.3	103.0	96.1	138.3
	100	13.7	23.5	16.7	29.4	37.3	28.4	35.3	22.1	25.5	92.2	62.8	92.2	74.6	110.9	105.9	146.7
	63	16.7	28.4	21.6	36.3	47.1	37.3	42.7	33.4	33.8	117.2	89.3	115.2	104.5	148.1	153.5	200.1
	40	21.1	35.3	27.0	43.7	54.4	45.6	55.4	45.1	47.5	149.1	126.8	158.9	146.7	172.2	203.5	235.4
	<25	24.5	36.3	34.3	50.5	68.7	61.8	70.1	60.8	67.7	171.9	171.2	211.4	171.2	171.2	215.3	304.1
Heavy duty bearing model	250								46.1	40.2	133.9	89.5	127.5	114.8	156.0	150.5	213.4
	160								52.0	45.6	135.4	100.5	128.0	125.1	164.8	170.7	223.2
	100								60.3	59.4	145.7	115.8	143.7	140.8	175.1	167.4	236.9
	63								81.4	80.0	171.9	152.5	175.6	174.1	186.9	218.5	301.7
	40								81.4	108.9	171.9	191.8	224.6	191.8	193.7	241.8	304.1
	<25								81.4	117.7	171.9	180.5	230.3	171.2	171.2	214.8	304.1

Speed
Reducers

Selection
Tables

Dimension
Tables

Allowable Axial Load

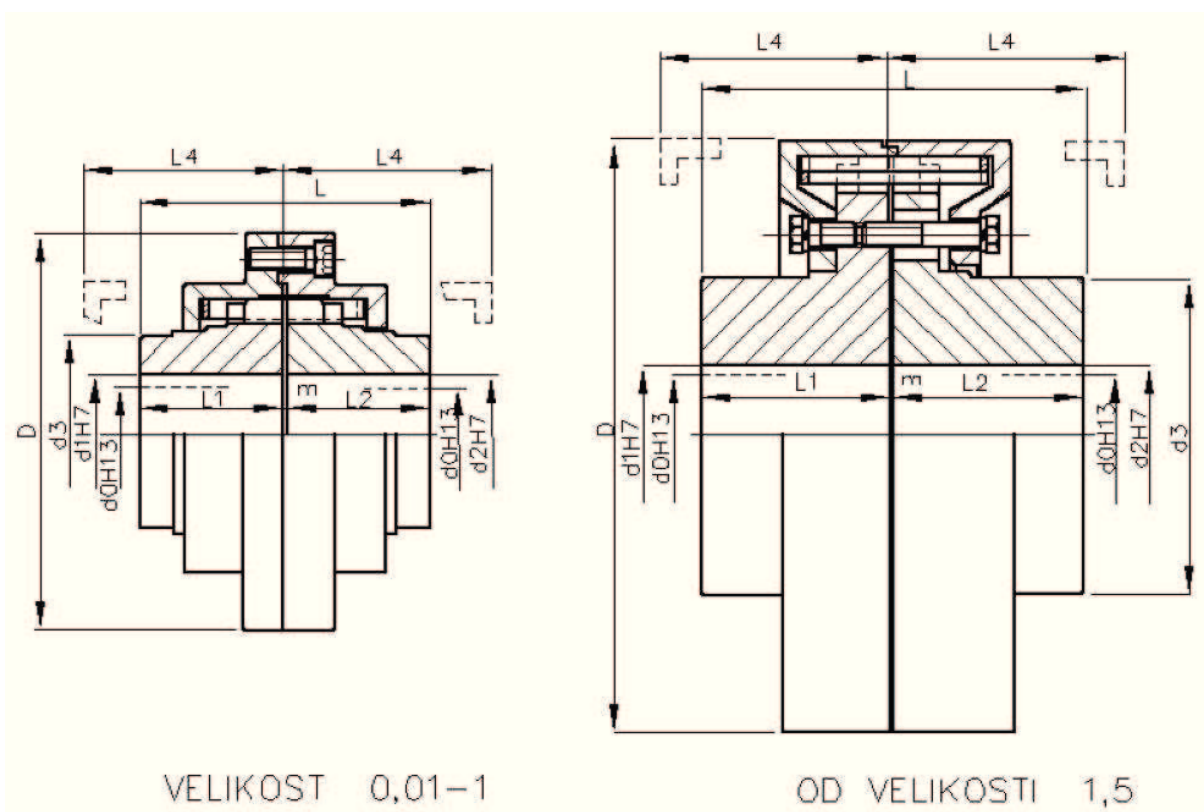


	L.Speed Shaft Speed rpm	Size of Reducer															
		9015	9025	9030	9035	9045	9050	9055	9060	9070	9075	9080	9085	9090	9095	9100	9105
Standard bearing model	250	9.3	11.4	14.7	23.1	35.3	32.9	31.9	27.0	28.0	45.6	23.5	42.7	31.4	52.0	45.1	50.0
	160	9.3	11.4	18.1	23.1	35.3	33.4	31.9	28.9	28.4	45.1	27.5	42.2	34.3	53.0	53.0	49.5
	100	9.3	11.4	24.5	23.1	35.3	37.3	31.9	34.3	39.7	48.6	32.9	48.5	43.2	59.4	58.4	54.0
	63	9.3	11.4	26.5	23.1	35.3	37.3	31.9	49.1	62.5	61.3	48.6	60.3	54.0	59.8	81.4	74.6
	40	9.3	11.4	26.5	23.1	35.3	37.3	31.9	49.1	61.4	62.8	63.3	50.3	59.8	59.8	83.4	83.4
	<25	9.3	11.4	26.5	23.1	35.3	37.3	31.9	49.1	61.4	62.8	67.7	60.3	59.8	59.8	83.4	83.4
Heavy duty bearing model	250								23.1	18.5	93.2	56.9	86.8	59.8	59.8	83.4	83.4
	160								25.0	21.1	94.2	56.9	87.8	59.8	59.8	83.4	83.4
	100								29.4	27.5	101.5	56.9	97.5	59.8	59.8	83.4	83.4
	63								39.2	36.3	124.1	56.9	119.2	59.8	59.8	83.4	83.4
	40								39.2	49.1	149.1	56.9	149.6	59.8	59.8	83.4	83.4
	<25								39.2	56.9	181.0	56.9	187.9	59.8	59.8	83.4	83.4

C - 42

PARAMAX® 9000

Příloha č. 8

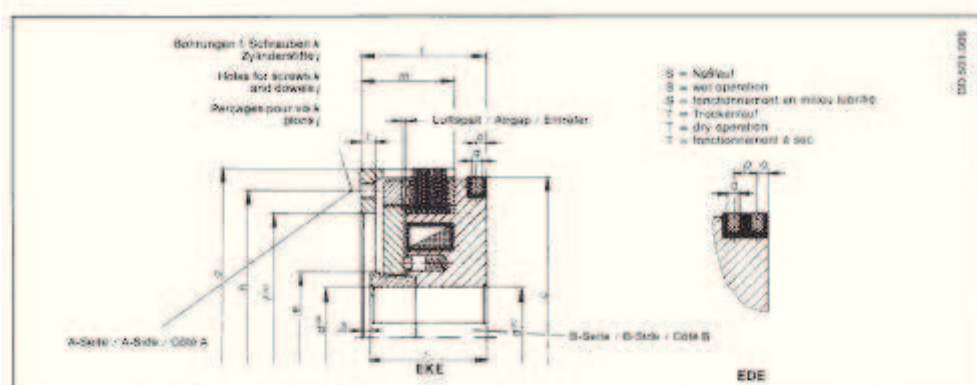


Příloha č. 9

Spojka VPS

Velikost	0,01	0,03	0,08	0,15	0,3	0,5	0,8	1	1,5	2	3	4	5	6										
Hlavní technické údaje																								
Jmenovitý točivý moment (Nm)	71	224	560	1000	2240	3550	5600	7100	11200	14000	22400	28000	35500	45000										
Maximální otáčky (min ⁻¹)	4500	3600	3000	2300	2250	2000	1700	1450	1300	1150	1150	960	920	800										
Dovolená úchylna souososti (mm)	0,18							0,2						0,25										
Dovolená úchylna rovnoběžnosti (mm)	0,2							0,25						0,3										
Hmotnost kg	4,5	9,7	18,5	34,5	47,5	67	100	149	158	164	190	195	200	235	250	305	312	314	422	440	433	510	515	525
Rozměry (mm)																								
D	125	160	192	250	255	290	340	390	420	472	472	580	605	686										
d1 max, d2 max, H7	40	50	65	75	85	100	125	130	110	140	105	125	150	115	160	130	165	190	130	175	200	160	200	230
d0 H13	15	20	25	30	35	40	50	70	75	110	75	105	125	75	115	75	130	165	75	130	175	90	160	200
d3	60	82	110	130	145	170	215	220	175	220	170	200	230	180	250	200	260	290	200	275	310	250	310	360
m	2	2	2	2	3	2	3	3	3	3	3	3	3	3										
L1, L2	45	50	70	80	90	100	115	130	140	150	155	180	190	190										
L	92	102	142	162	183	202	233	263	282	303	313	363	383	383										
L4	65	85	85	85	135	150	150	150	180	180	225	180	225	230										

Příloha č. 10



Betriebsanweisung DB 501.000

Die Gewinde- und Zylinderstiftbohrungen für den Außenkörper sind vom Kunden zu fertigen.

Nuten für Paßfedern nach DIN 6885 Bl. 1 s. Seite 21

Service instructions DB 501.000

The holes for the screws and dowels to be drilled by the customer.

Keyways for keys to DIN 6885 sheet 1 see page 21

Instructions de mise en service DB 501.000

Les trous de perçage pour les vis et les pions sont à réaliser par l'utilisateur.

Rainures suivant DIN 6885 feuille 1 voir page 21

Kupplungsgröße		Lamellenpaarung	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE
		Stahl / Sinterbronze	100 S	161 S	250 S	400 S	630 S	1000 S
Drehmoment T _{SK}		Nm	1000	1600	2500	4000	6300	10000
Drehmoment T _U		Nm	1600	2500	4000	6300	10000	16000
Kupplungsgröße		Lamellenpaarung	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE	EKE / EDE
		Stahl / Organtach	100 T	161 T	250 T	400 T	630 T	1000 T
Drehmoment T _{SK}		Nm	1000	1600	2500	4000	6300	10000
Drehmoment T _U		Nm	1100	1750	2750	4400	7000	11000
Max. Drehzahl		min ⁻¹	1600	1350	1200	1000	800	750
Massenträgheitsmoment J		kgm ²						
		(A-Seite)	0,085	0,18	0,375	0,85	1,75	3,75
		EKE (B-Seite)	0,25	0,525	1,075	2,25	4,75	9,75
		EDE (B-Seite)	0,275	0,575	1,2	2,5	5,25	11
Gewicht		kg	32	50	77	122	194	306
		EKE	38	58	88	137	217	335
		EDE						
Nennleistung	Nennspannung	V	24	25	24	24	24	24
	Nennleistungsaufnahme	W	54,5	103,5	115	131	154	175
	Nennstrom	A	3,0	4,3	4,8	5,45	6,4	7,3
Luftspalt ein		mm	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,3
Durchmesser mm	a		270	310	380	420	485	560
	c		255	295	340	385	455	530
	d max.		80	90	110	120	140	160
	d min.		60	60	60	70	80	90
	e		105	120	142	150	185	205
	f max.		200	220	250	300	340	400
	f min.		110	140	180	190	240	280
	h		235	260	305	350	400	460
	i		3x14	3x16	4x16	4x20	4x20	4x25
	k		6xM12	6xM16	8xM16	8xM16	8xM20	8xM24
Längen mm	EKE	l	100	115	132	150	172	200
	EDE	l	118	131	148	166	192	220
		m	75	90	102	123	140	158
	EDE	n	8,5	8,5	8,5	8,5	10,5	10,5
		o	16	16	16	16	20	20
	EDE	p	10	10	10	10	12	12
		q	92	107	122	138	157	183
	EKE	r	108	123	138	154	177	203
	EDE	s	8	8	10	12	15	17
		t	12	14	15	17	20	22
Borstengr. Trockenlauf (s. S. 142-144)			61	61	61	61	61	61
Borstengr. Naßlauf (s. S. 142-144)			62	62	62	62	62	62
Schraubendreh. DIN 911			8	10	10	14	17	19